

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет



Панченко В. О.

# **ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА**

Монографія

*Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету*

Суми  
Сумський державний університет  
2022

УДК 621.65  
П 16

Рецензенти:

*О. Г. Гусак* – кандидат технічних наук, професор, декан факультету технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету;

*П. Л. Ольштинський* – кандидат технічних наук, заступник начальника відділу проточних частин АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

*Рекомендовано до видання  
вченою радою Сумського державного університету  
(протокол № 9 від 10 лютого 2022 року)*

**Панченко В. О.**

П 16 Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса /  
В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет,  
2022. – 145 с.

У монографії розглянуто моделювання робочого процесу вільновихрового насоса, що має вдосконалену геометрію робочого колеса, досліджено вплив співвідношення геометричних параметрів робочого колеса на характеристики насоса для розроблення методичних рекомендацій щодо розрахунку нового та вдосконалення наявного насосного обладнання з метою підвищення його технічного рівня. Основну увагу приділено вдосконаленню математичної моделі робочого процесу вільновихрового насоса, яка ґрунтується на рівнянні різниці моментів кількості руху рідини, що виходить із робочого колеса насоса та входить до нього.

Видання призначене для науковців, викладачів, студентів закладів вищої освіти.

**УДК 621.65**

© Сумський державний університет, 2022

© Панченко В. О., 2022

## ЗМІСТ

С.

ВСТУП .....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ .....	8
1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів .....	8
1.2 Особливості робочого процесу ВВН .....	12
1.3 Аналіз експериментальних способів підвищення економічності ВВН типу «Turo» .....	17
1.4 Способи немодельних змін геометрії проточної частини вільновихрових насосів .....	22
1.5 Робочий процес відцентрових насосів із напіввідкритими робочими колесами .....	28
Висновки до розділу 1 .....	38
РОЗДІЛ 2 ФІЗИЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА .....	39
2.1 Постановка завдання дослідження .....	39
2.2 Баланс енергій у вільновихровому насосі .....	42
2.3 Основне рівняння вільновихрових насосів .....	43
2.4 Числовий експеримент .....	47
2.5 Уточнення математичної моделі .....	61
2.5.1 Визначення напору, створюваного завдяки переданню енергії на ділянках між звичайними лопатями .....	61
2.5.2 Визначення напору, створюваного завдяки переданню енергії на ділянках між звичайними і видовженими лопатями .....	65
Висновки до розділу 2 .....	72
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА .....	73
3.1 Фізичний експеримент .....	73

3.1.1	Опис експериментального стенда .....	73
3.1.2	Експериментальний насос.....	76
3.1.3	Методика проведення експерименту та оброблення результатів дослідження .....	78
3.1.4	Оцінювання похибки проведення експерименту .....	80
3.2	Вплив геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса.....	88
3.3	Порівняння результатів числового та фізичного експериментів.....	94
	Висновки до розділу 3 .....	95
	<b>РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ. ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ.....</b>	<b>97</b>
4.1	Методичні рекомендації щодо проектування вільновихрових насосів із робочим колесом, яке має видовжені лопаті .....	97
4.2	Методичні рекомендації щодо вдосконалення наявних вільновихрових насосів завдяки немодельній зміні геометрії проточної частини насоса .....	102
4.3	Оцінювання технічного рівня.....	114
4.3.1	Номенклатура показників якості насосного обладнання.....	114
4.3.2	Метод визначення рівня якості насосного обладнання.....	115
4.3.3	Експертне оцінювання як метод визначення показників, які характеризують якість продукції .....	117
	Висновки до розділу 4 .....	125
	<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....</b>	<b>126</b>

## ВСТУП

Сьогодні в багатьох галузях (житлово-комунальне господарство, гірничо-збагачувальні та хімічні виробництва, харчова промисловість тощо) широко використовують технологічні процеси, пов'язані із транспортуванням гідросумішей за допомогою динамічних насосів.

Транспортування різного виду гідросумішей відцентровими (динамічними) насосами призводить до низки небажаних явищ під час їхньої експлуатації:

- зрив параметрів насоса в разі перевищення об'ємного вмісту газу в суміші понад деяку критичну величину ( $\beta_{кр}$ );

- зміну паспортної характеристики насоса внаслідок наявності газу або твердих частинок у перекачуваному середовищі;

- різні види забивання проточної частини відцентрового насоса (залежно від гранулометричного складу і концентрації твердої фази в суміші, впливу кристалізації перекачуваного продукту);

- абразивне зношування.

Відповідно до світової практики найбільшої уваги під час вибору насосного обладнання для перекачування гідросумішей приділяють вільновихровим насосам (ВВН) типу «Туро». Вільновихрові насоси загалом і типу «Туро» зокрема на сьогодні є широко застосовуваними в різних галузях промисловості й сільського господарства. Їх застосовують для перекачування абразивних середовищ (завдяки простоті конструкції, високій технологічності і можливості використовувати абразивностійкі матеріали); для перекачування газорідних сумішей і сумішей «рідина – тверді частинки» завдяки відсутності забивання проточної частини. Найбільш широко їх застосовують у складі насосних агрегатів блочно-модульного виконання (зі змінним робочим

колесом). Тому інтерес до цього типу насосного обладнання не послаблюється як із боку експлуатаційників, так і розробників насосів. Останнє обумовлено досить складним робочим процесом ВВН типу «Туро».

Перші спроби описати робочий процес даного ВВН як своєрідного відцентрового насоса виявилися помилковими, й затверджена на цій основі методика розрахунку не забезпечувала отримання проектних характеристик насоса. Тому в подальшому вона була доопрацьована в роботах, у яких ВВН типу «Туро» розглядався як насос вихрового принципу дії. Для цих насосів характерним є наявність «вихрового робочого процесу» [1, 2]. Принципова відмінність розглянутого робочого процесу від тих, що можна спостерігати в інших типах гідромашин, полягає в тому, що напір насоса (отримуваний позитивний ефект) пов'язаний із втратами енергії. Інакше кажучи, без виникнення втрат енергії у вихровому насосі останнім напір створюватися не буде і теоретично досяжний к. к. д. вихрового робочого процесу  $\eta_{PII}$  дорівнювати одиниці не може. Тому наявність процесу вихроутворення у ВВН обумовлює й невисокий к. к. д. цих насосів. Згідно з даними попередніх досліджень ВВН типу «Туро» може забезпечувати параметри із прийнятним рівнем к. к. д. ( $\eta = 0,35-0,56$ ) в області коефіцієнта швидкохідності  $n_s = 60-140$ , водночас оптимум за к. к. д. – у діапазоні  $n_s = 100-120$ .

Виробничо-технологічні й експлуатаційні переваги ВВН змушують як дослідників, так і проєктантів продовжувати пошук способів вдосконалення ВВН загалом та ВВН типу «Туро» зокрема. Крім завдання безпосереднього підвищення к. к. д., важливим є створення ВВН типу «Туро» з розширеним діапазоном параметрів, а саме – для  $n_s \leq 60$  (високонапірні ВВН) і для  $n_s \geq 140$  (високовитратні ВВН). За-

вдання вдосконалення ВВН типу «Туго» в широкому діапазоні значень  $n_s$  може бути виконано за допомогою створення нових конструктивних схем насосів із новими принципами дії, які могли б бути заміною ВВН типу «Туго», але зберегли б відповідні експлуатаційні якості останніх. Але оскільки ВВН типу «Туго» є гідромашинами вихрового принципу дії, у яких є невідворотними вихрові гідравлічні втрати, то більш раціональним способом підвищення к. к. д. цих насосів може бути вплив на організацію їхнього робочого процесу. Зважаючи, що механізм передавання енергії у ВВН обумовлений як лопатевим, так і вихровим робочими процесами, тобто обертанням рідини у вільній камері навколо осі насоса з кутовою швидкістю  $\omega_p$ , то для підвищення ефективності роботи ВВН є необхідними конструктивні рішення, які б сприяли зростанню  $\omega_p$ .

Частина досліджень проведена в межах виконання наукової теми «Виконання завдань перспективного плану розвитку наукового напрямку «Технічні науки» Сумського державного університету» № 0121U112684.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

#### 1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів

Вільновихрові насоси (рис. 1.1) є відносно новим типом насосного обладнання, які мають просту в експлуатації конструкцію і забезпечують високу надійність, довговічність і економічну ефективність під час роботи їх на гідросумішах, а також під час транспортування різноманітних твердих речовин і продуктів [5–7].

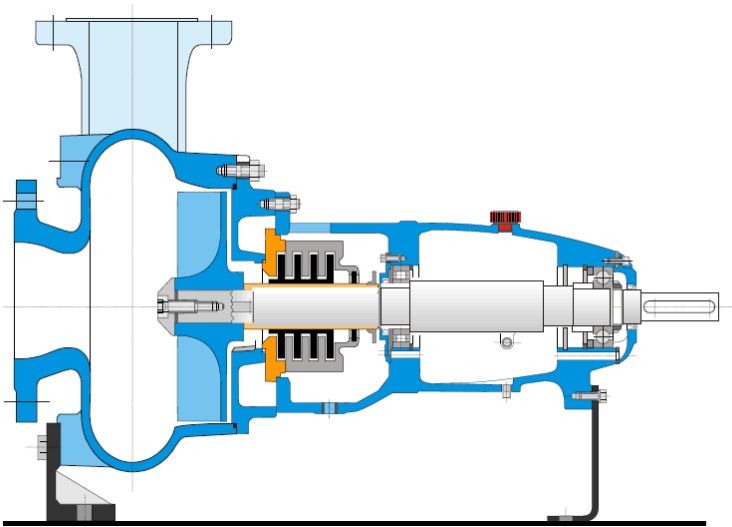


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу «Туро»  
фірми EGGER [122]



Аналіз складових життєвого циклу насосного обладнання й основні тенденції розвитку насосного ринку вказують на переваги ВВН [5] під час перекачування рідин із високим вмістом абразивних частинок, суспензій із високим вмістом твердих речовин і волокнистих домішок, рідин із підвищеною густиною, рідин із високим вмістом повітря або газу [8, 9], рідин, чутливих до зрізу, та рідин, які містять крихкі речовини, а також забезпечують безперешкодне та безперервне транспортування волокнистих суспензій [10]. У роботі [11] подано економічне обґрунтування застосування ВВН замість відцентрових насосів. Ці насоси призначено для роботи в умовах, у яких відцентрові насоси не можуть працювати або їхня робота є ненадійною. Потрібно підкреслити, що поряд із перевагами, ВВН мають і недоліки, головним із яких є низька економічність (к. к. д. насоса становить  $\eta = 0,38-0,58$ ). Проте, незважаючи на низьку економічність, застосування ВВН дає значний економічний ефект. У роботі [12] вказано на високі кавітаційні якості ВВН і наведено способи покращання їхніх кавітаційних характеристик.

У процесі створення ВВН були розроблені три базові конструкції цих насосів, які відрізняються між собою формою робочого колеса (РК), відводу і місцем розміщення колеса щодо вільної камери: «Wemco», «Turo» і «Seka». Першим був створений вільновихровий насос типу «Wemco» (рис. 1.2) [125], розроблений у США у 1954 р. фірмою «Western Machinery Company». РК цього насоса виконано за прикладом колеса гідромумфи і розміщено в розточці задньої стінки корпусу. Недоліком ВВН цього типу є низький к. к. д., який становить 30–40 % [13].



Рисунок 1.2 – Вільновихровий насос типу «Wemco»

Подальші дослідження різних конструкцій ВВН з метою збільшення напору і к. к. д. призвели до створення нового типу насоса – конструктивної схеми «Turo» фірми «EGGER» (Швейцарія) [14], у якій РК виконано у вигляді диску із прямими радіальними лопатями (відкритого або закритого на периферії). У цьому насосі (рис. 1.3) різка зміна напрямку руху рідини під час виходу з РК в осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін між потоками рідини, що виходять із колеса і надходять до вільної камери [5]. Це дає зростання напору і к. к. д. (к. к. д. насоса типу «Turo» досягає рівня 54–58 %). На практиці принцип дії насоса «Turo» став відомим у 1958 р. в США. Конструктивна особливість указанного насоса полягає в тому, що ротор повністю відсутній у розточку задньої частини корпусу. Завдяки цьому перед ротором залишається вільним весь внутрішній простір корпусу. Лопаті РК, крім радіальних, можуть бути вигнутими в бік, протилежний його обертанню.



Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу «Туго»

В основі насосів типу «Seka» (рис. 1.4) покладено принцип висунення РК з ніші корпусу у вільну камеру, що збільшує частку лопатевого робочого процесу і призводить до підвищення напору і к. к. д. насоса [5]. Насоси «Seka» випускає фірма «VOGEL» (Австрія). Робоче колесо цього насоса повністю висунуте у вільну камеру. Рідина, яка виходить із РК, спрямовується безпосередньо у відвід. Проте застосування цих насосів обмежене внаслідок можливого забивання перекачуваним продуктом, особливо під час транспортування рідин, які містять волокнисті речовини.

Крім цих конструкцій, існують ще декілька варіантів модифікованих конструктивних схем ВВН, які відрізняються геометрією лопатей РК, а також розміром висунення лопатей у вільну камеру.

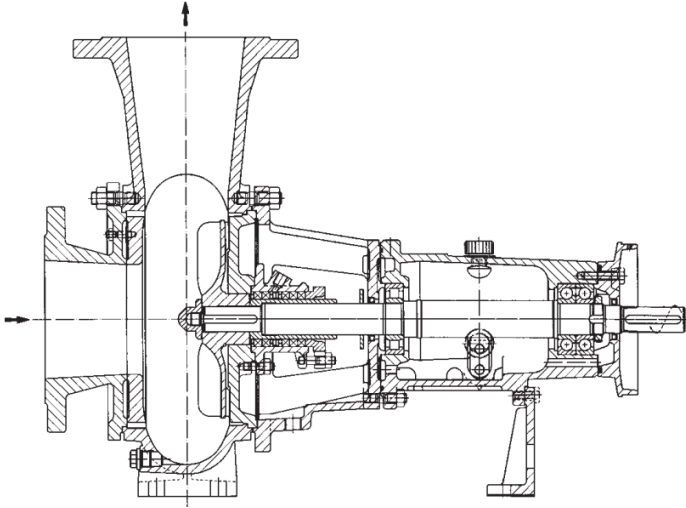


Рисунок 1.4 – Вільновихровий насос типу «Seka»

Конструктивну схему насоса вибирають з урахуванням умов експлуатації і властивостей перекачуваної рідини.

### 1.2 Особливості робочого процесу ВВН

Течія рідини у проточній частині ВВН є просторовою і не піддається точному математичному опису. Складність робочого процесу призвела до виникнення великої кількості його гіпотез і моделей течії. Детальний аналіз робочого процесу ВВН виконаний у роботах [5, 6, 15]. Розглянемо найбільш суттєві положення цих гіпотез.

Теоретично доведена Л. Пресманом [16] наявність меридіанної циркуляції рідини між РК і вільною камерою (поздовжнього вихору) у ВВН підтверджена численними експериментальними дослідженнями Г. Грабова, В. Германа, Аокі М., Г. Сквілі [6–19] та інших авторів. Цей рух є базовим у процесі передання енергії у ВВН. Проте частина авторів: К. Рючі, А. Корбутовський, М. Степневський [20–22]

та інші заперечують визначальну роль циркуляційного потоку в переданні енергії та вважають, що фізичні процеси у ВВН є подібними до процесів у відцентровому насосі з відкритим РК і великим зазором між лопатями й корпусом. На цьому ґрунтуються їхні методики розрахунку, але, як свідчить практика, ці методики не дають задовільних результатів – отримана за ними геометрія проточної частини ВВН не забезпечує розрахункових параметрів насоса.

Проте подальші дослідження структури потоку в насосі свідчать, що на різних режимах у ВВН спостерігається інтенсивний обмін енергією рідини між РК і вільною камерою, тобто існує меридіанна течія або поздовжній вихор. Аналогічна організована течія (поздовжньо-вихрова течія) спостерігається й у вихровому насосі [23]. На цій підставі ВВН можна віднести до класифікаційної групи вихрових гідромашин, запропонованої С. Рудневим [24], у якій базовим під час обміну енергією вважають поздовжньо-вихровий рух.

На основі проведених власних досліджень і узагальнення робіт інших авторів В. Герман [5] запропонував таке зображення течії рідини у проточній частині ВВН (рис. 1.5).

Загальний потік рідини в насосі складається з потоку у вільній камері і потоку в РК. Середня колова складова швидкості рідини в камері буде меншою від колової швидкості рідини в РК. Водночас відцентрові сили, які діють на частинки рідини у вільній камері, менші, ніж у колесі. Унаслідок різниці відцентрових сил виникає меридіанна течія рідини (поздовжній вихор) у вільній камері насоса. Частина рідини з РК спрямовується безпосередньо у відвід унаслідок того, що енергія частинок цієї рідини перевищує енергію частинок рідини у відводі. Інша частина, втрачаючи енергію, повертається до входу в РК. На наявну інтенсивну меридіанну течію накладається колова течія, тому у вільній камері спостерігається складний тороїдальний рух частинок рі-

дини (рис. 1.6). Перелічені явища добре підтверджують розрахункові дослідження О. Кочевського, який вперше застосував метод числового розрахунку для дослідження структури течії рідини в проточній частині ВВН типу «Туро» [25, 26].

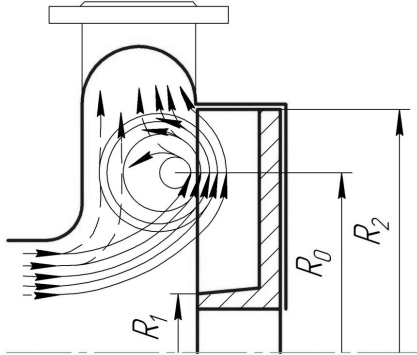


Рисунок 1.5 – Структура течії рідини у ВВН

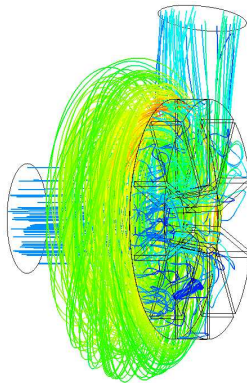


Рисунок 1.6 – Картина течії рідини у проточній частині ВВН за результатами розрахунку течії

Отже, під час розгляду процесу передання енергії у ВВН можна виділити такі дві стадії:

- рідина зі всмоктувального патрубка входить у РК, взаємодіє з його лопатями, отримує приріст енергії і виходить із колеса;

- у вільній камері насоса відбувається обмін кількістю руху між частинками потоку, який виходить із РК, з частинками потоку, який надходить зі всмоктувального патрубка. Під час змішування цих двох потоків у камері рідина закручується в напрямку руху колеса і під дією відцентрових сил спрямовується в напірний патрубок. Змішування двох потоків супроводжується інтенсивним вихроутворенням.

Описана вище модель течії є більш близькою до дійсної, оскільки розроблена на її основі В. Германом методика розрахунку ВВН [5] випробувана на практиці й дає гарне сходження результатів під час розрахунку геометрії РК. Для уточнення геометрії відводу, який застосовують у конструкції ВВН, можна використовувати рекомендації роботи [27].

А. Євтушенко і В. Соляник [28] також вважають, що розглянутий ВВН належить до групи вихрових гідромашин. З огляду на їхній робочий процес підвищення тиску (створення напору) пов'язане з втратами енергії. Цього самого погляду дотримується й Г. Грабов [29]. У ВВН частинки рідини здійснюють рух складною спіралеподібною траєкторією, яка охоплює як область колеса, так і вільної камери. Водночас відбувається накладання двох обертальних рухів у вільній камері ВВН: першого – навколо осі обертання колеса з кутовою швидкістю обертання рідини  $\omega_p$ , меншої від кутової швидкості обертання РК  $\omega$ ; другого – навколо деякого центру циркуляції в меридіанному перерізі проточної частини насоса (так званий поздовжній вихор). Обертальний рух навколо осі насоса у вільній камері ВВН (вільний вихор) формує поле відцентрових сил, яке врівноважується

відповідним перепадом тиску. Указаний перепад тиску кількісно визначає напір насоса. Відповідно чим більшою є величина  $\omega_p$ , тим більш ефективно працює насос. Отже, величина  $\omega_p/\omega$  є показником ефективності роботи ВВН.

Автори робіт [28, 29] за аналогією з вихровим насосом використовують поняття вихрового робочого процесу, який характеризується відповідним к. к. д., –  $\eta_{pn}$ . Тоді гідравлічний к. к. д. насоса  $\eta_G$  буде записаний у вигляді

$$\eta_G = \eta'_G \cdot \eta_{pn},$$

де  $\eta'_G$  – гідравлічний к. к. д. ВВН без урахування вихрового робочого процесу, тобто такий, що враховує лише гідравлічні втрати в РК, втрати на тертя рідини об стінки корпусу, а також на тертя у всмоктувальному і напірному патрубках.

Згідно із прийнятою фізичною моделлю робочого процесу ВВН в роботі [28] встановлено, що величина к. к. д. розглянутого робочого процесу, а отже, й к. к. д. насоса загалом не може досягти 1. На основі проведених авторами розрахунків отримана величина максимально досяжного значення к. к. д. вихрового робочого процесу ВВН, яка є в діапазоні  $\eta_{pn \max} = 0,6-0,63$ . Ці результати узгоджуються з балансовими випробуваннями ВВН типу «Туго» у Г. Грабова [29]. Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що втрати на вихроутворення (вихрового робочого процесу) є основною складовою сумарних втрат і неминучі у ВВН. У відцентрових насосах такі втрати відсутні. Це є основною причиною зменшення к. к. д. у ВВН.

Найбільш близькими до істини є твердження В. Германа [5] і А. Євтушенка [30] про те, що у ВВН наявні як вихровий, так і лопатевий робочі процеси, а їхня питома вага може змінюватися залежно від виду вихрової машини.



### 1.3 Аналіз експериментальних способів підвищення економічності ВВН типу «Turo»

Потрібно виконати аналіз результатів проведених раніше досліджень, спрямованих на пошук способів покращання економічності ВВН. Варто зупинитися на способах внесення змін у конструктивну схему ВВН типу «Turo» або конструкцію РК.

Принцип переходу з конструкції відцентрового насоса з напіввідкритим робочим колесом на конструкцію насоса вільновихрового типу досліджував К. Рючі [20]. Пояснюючи робочий процес цих насосів, він стверджує, що фізичні процеси у ВВН подібні до процесів у відцентрових насосах із відкритим РК і великим зазором між лопатями й корпусом. Водночас він спирається на свої дослідження, які свідчать, що коефіцієнт напору, який дорівнює відношенню напору до

питомої кінетичної енергії РК ( $\psi = \frac{H}{u^2/2g}$ , де  $H$  – напір,  $u$  –

колова швидкість на виході з колеса) на противагу раніше опублікованим даним виявився нижчий за відповідні коефіцієнти напору для відцентрових насосів. Тобто він стверджує, що наявність циркуляційного потоку (поздовжнього вихору) у ВВН не призводить до збільшення напору так, як це відбувається у вихровому насосі. Подальші дослідження багатьох авторів із вивчення структури потоку у ВВН не підтверджують цей висновок.

Становить інтерес дослідження К. Рючі щодо впливу бокового зазору  $x$  між напіввідкритим РК і передньою стінкою корпусу у відцентровому насосі. У разі значного збільшення зазору конструкція відцентрового насоса з напіввідкритим РК переходить у конструкцію ВВН типу «Sesa» і далі в разі розміщення колеса в розточці корпусу – у конструкцію ВВН типу «Turo».

Схема розміщення РК наведена на рисунку 1.7 *а*. Зазор  $x$  у дослідженнях змінювався від 0,3 мм до 20 мм. З рисунка 1.7 *б* можна бачити, що в разі збільшення зазору напір спочатку різко (до  $x = 2$  мм), а потім поступово падає і за  $x = 5$  мм досягає нижньої межі. Досліди в області великих значень зазору (до 20 мм) довели, що падіння напору є незначним. Характерною є й зміна к. к. д. насоса. К. к. д. за максимального зазору ( $x = 20$  мм) змінився на  $2/3$  від початкового значення к. к. д. за  $x = 3$  мм, а коефіцієнт напору знизився від  $\psi = 0,97$  до  $\psi = 0,69$ .

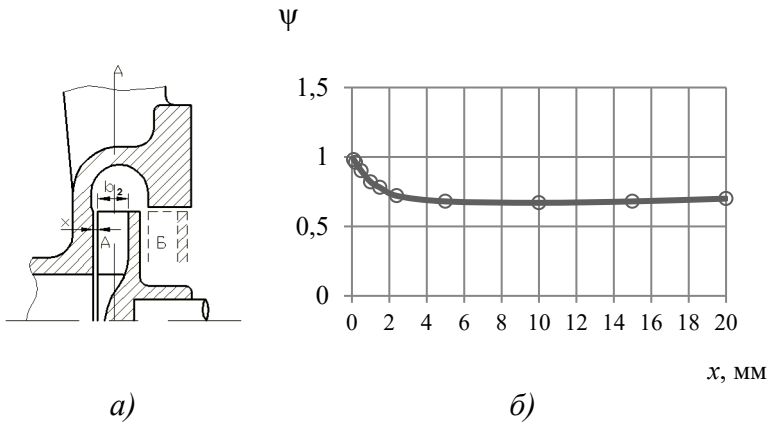


Рисунок 1.7 – Вплив зазору  $x$  між напіввідкритим РК і передньою стінкою корпусу на напір насоса

Таку зміну параметрів насоса можна пояснити переходом конструкції відцентрового насоса на вільновихрову і принциповою зміною робочого процесу. Водночас зростає частка вихрового робочого процесу, що призводить до збільшення гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зниження напору і к. к. д.

Згідно з результатами досліджень автора насоси з РК, яке має радіальні лопаті ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), за зазору  $x = 20$  мм

мають пологу напірну характеристику. Пологий характер напірної характеристики підтвердили подальші численні випробування дослідних і промислових зразків ВВН. Не підтвердили дослідження твердження, описане в різній літературі, що напір у ВВН підвищується завдяки циркуляційному потоку за аналогією з вихровим насосом. Коефіцієнт напору  $\psi$  в насосі ВВН з  $x = 20$  мм є меншим, ніж у відцентрових насосах із  $\beta_2 = 90^\circ$  (РК закритого типу).

Одним зі способів зміни характеристики ВВН типу «Туго» є висування РК у вільну камеру насоса. Цьому питанню присвячені дослідження багатьох авторів [6, 31, 26, 32]. Аналіз та узагальнення результатів досліджень із висування РК і його впливу на характеристики ВВН дозволяють зробити такі висновки. Висування РК ВВН може бути використане як один зі способів доведення проектних параметрів даного насоса: подачі  $Q$  і напору  $H$ . Як випливає з рисунка 1.8 [5], висування РК всередину вільної камери дозволяє підвищити напір і ККД насоса, максимальних значень (згідно з експериментом  $\bar{H} = 1,15$ ,  $\eta = 0,535$ ) вони досягають за

умови повністю висунутого колеса. Тут  $\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \cdot \frac{gH}{n^2 D_2^2}$ ,

$\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \cdot \frac{Q}{n D_2^3}$ , де  $n$  – частота обертання, об./хв. Зі збіль-

шенням величини висування оптимальне значення подачі зсувається праворуч. Приріст к. к. д., який спостерігають у разі висування РК, можна пояснити тим, що в цьому разі зменшується кількість циклів обертання рідини у вільній камері насоса, й більша її частина спрямовується безпосередньо у відвід. Це відображається у зменшенні гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зростанні його к. к. д. Проте

необхідно відмітити, що висування РК у вільну камеру погіршує здатність насоса до перекачування рідин із великими та волокнистими домішками.

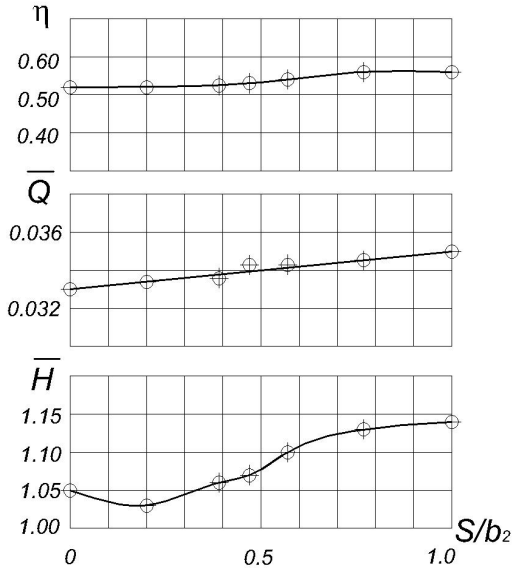


Рисунок 1.8 – Вплив висування РК у вільну камеру на характеристики ВВН

З метою підвищення напору і ККД у конструкції ВВН типу «Туро» РК було виконане з лопатями, які мають на периферії виступи (рис. 1.9), розміщені у вільній камері і які утворюють із корпусом осьовий зазор.

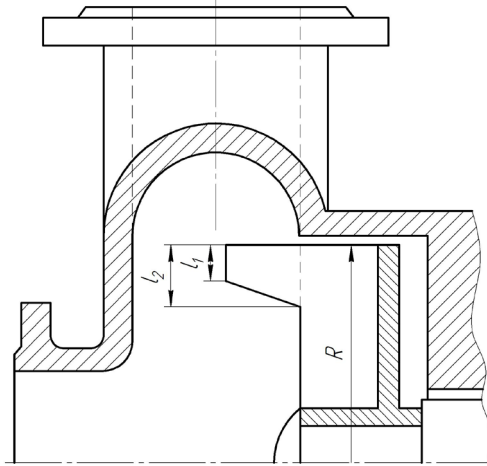


Рисунок 1.9 – Робоче колесо ВВН з виступами у вільну камеру

Виступи були виконані у вигляді прямокутної трапеції, менша основа якої звернена в бік робочої камери, а нахилена грань – до осі колеса, причому довжина меншої основи становила 0,2–0,25, а більшої – 0,3–0,35 зовнішнього радіусу РК. На цю конструкцію було отримане авторське свідоцтво [33]. Виконання виступів на периферії РК у вигляді трапеції дозволяє виконати плавне нарощування колдової складової швидкості  $\omega_p$  у місці злиття циркуляційного і основного потоків рідини. Зростання швидкості  $\omega_p$  призводить до збільшення енергії, яку РК віддає потоку рідини у вільній камері. Водночас також зменшується кількість циклів обертання потоку в камері (відбувається більш швидке спрямування її в нагнітальний патрубок), тобто зменшуються гідравлічні втрати на тертя рідини об корпус, зростають напір і к. к. д. насоса. Експериментальна перевірка до-

вела, що у ВВН з РК, яке має виступи в робочу камеру згідно з [33], напір на 11 %, а к. к. д. на 5,5 % вищі, від напору і к. к. д. насоса, що має РК із прямими плоскими радіальними лопатями без виступів.

#### 1.4 Способи немодельних змін геометрії проточної частини вільновихрових насосів

У роботах [31, 34, 35] було проведено дослідження впливу способу встановлення РК вільновихрових насосів щодо корпусу у спіральному відводі. Конструкція проточної частини експериментального насоса дозволяла виконувати висування РК на величину  $\bar{s} = \frac{s}{b_2} = 0-1,308$  ( $s$  – вели-

чина висування колеса в осьовому напрямку в бік входу;  $b_2$  – ширина РК). Результати дослідів (рис. 1.10) свідчать,

що зі збільшенням значення  $\frac{s}{b_2}$  відбуваються відповідні зростання напору і ККД насоса.

Отримані результати автори пояснюють зміною структури течії рідини у проточній частині ВВН. Ґрунтуючись на дослідженнях структури потоку ВВН [36], вони пропонують таку схему течії рідини у ВВН типу «Туго». Рідина через вхідний патрубок входить до РК в області втулки і під час взаємодії з лопатями під дією відцентрових сил відкидається до його периферії. На виході з РК вихідний потік взаємодіє з нішою корпусу. Водночас частина рідини повертається знову в канали РК. Зворотна течія  $q_{\text{тор}}$  утворює вихрові зони, які призводять до втрат енергії вихідним потоком. Основна частина потоку рідини на виході з РК розділяється на дві складові: потік протікання  $Q_{\text{пр}}$  і циркуляційний потік  $Q_{\text{ц}}$ .

Потік протікання  $Q_{np}$  йде безпосередньо у відвід, а циркуляційний потік  $Q_{ц}$  повертається до входу у РК. Схеми руху рідини у ВВН для різних положень РК наведено на рисунку 1.11.

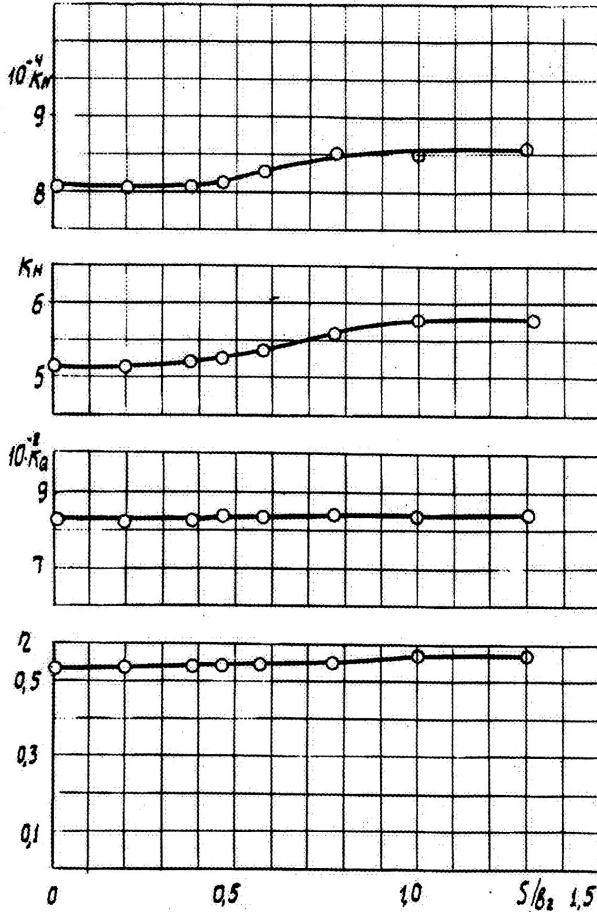


Рисунок 1.10 – Залежність оптимальних параметрів

ВВН від співвідношення  $\frac{s}{b_2}$

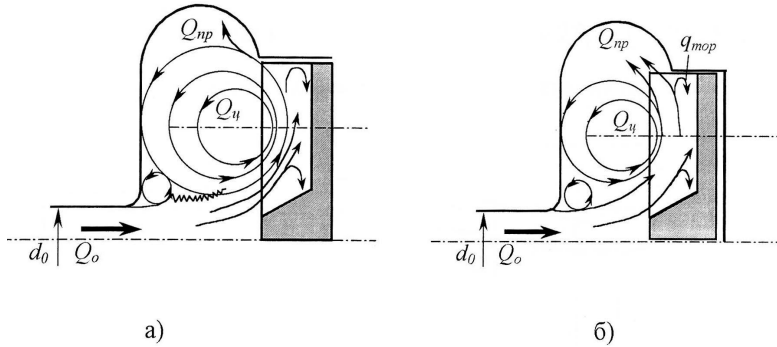


Рисунок 1.11 – Схема руху рідини у ВВН  
для різних положень РК:

а – за схемою «Туго»; б – за схемою ВНДІГідромаш

Під час висування робочого колеса у вільну камеру відбувається перерозподіл енергії потоків, тобто посилюється вплив відцентрових сил, зі свого боку, призводить до зростання енергії потоку протікання та, відповідно, до зростання напору, створюваного РК. Одночасно з цим відбувається зменшення частки напору вихрової природи, створюваного циркуляційним потоком, а також зменшується зона вихроутворення, викликана зворотною течією.

У роботах [31, 35] автори провели дослідження впливу відносної ширини лопаті робочого колеса на параметри ВВН типу «Seka». Аналіз результатів, наведених на рисунку 1.12, свідчить, що зі зменшенням відносної ширини лопаті  $\bar{b}_2$  можна спостерігати безперервне падіння напору і к. к. д. насоса.



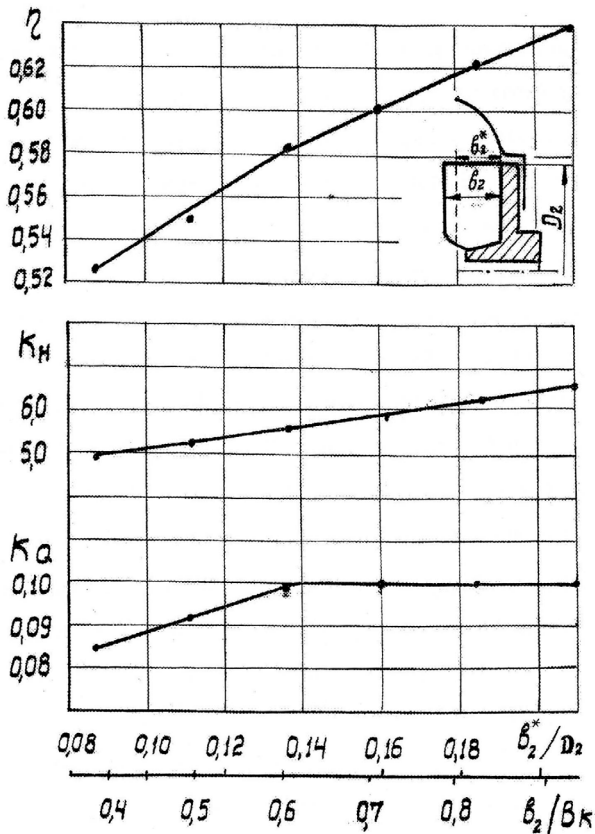


Рисунок 1.12 – Вплив відносної ширини лопаті на параметри ВВН типу «Seka»

Зниження напору та к. к. д. автори пояснюють тим, що в разі зменшення ширини лопаті  $b_2$  відбувається збільшення переднього торцевого зазору, яке призводить до зміни схеми течії рідини в РК. За малих торцевих зазорів робочий процес у РК відбувається аналогічно робочому процесу відцентрових насосів із напіввідкритими робочими колесами. Зі збільшенням торцевого зазору (зі зменшенням ширини

лопаті) відбувається перебудова робочого процесу у РК. Рідина на виході з РК ділиться на два потоки: основний потік протікання (який і визначає подачу насоса) і циркуляційний, який за своєю сутністю характеризує об'ємні втрати і виходить на периферії робочого колеса (на відміну від основного потоку протікання) не за шириною лопаті  $b_2$ , а за її довжиною. Зі свого боку, циркуляційний потік можна розділити на дві складові, які з'являються в разі досягнення циркуляційним потоком передньої стінки корпусу. Досягнувши передньої стінки насоса, меридіональний потік розділяється на дві частини: власне циркуляційний потік  $Q_u$  і допоміжний потік протікання  $q_{np}$  (рис. 1.13). Циркуляційний потік  $Q_u$  протікає вздовж стінки відводу і повертається на вхід у РК, а допоміжний потік протікання  $q_{np}$  спільно з основним потоком протікання  $Q_{np}$  рухається в нагнітальний патрубок.

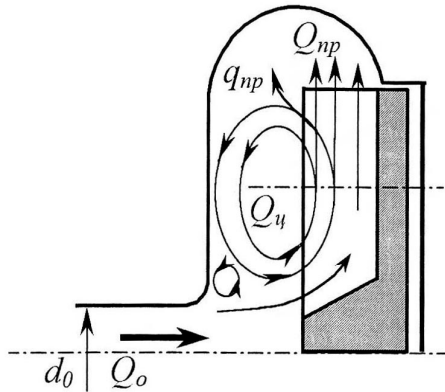


Рисунок 1.13 – Схема руху рідини у ВВН типу «Seka»

Величину напору в разі зменшення ширини лопаті  $b_2$  автори [35, 37] пропонують визначати за залежністю

$$H' = H \left( \frac{b'_2}{b_2} \right)^{1/3}.$$

У роботі [38] розглянуто вплив геометрії проточної частини ВВН типу «Wemco» на його робочу характеристику. У разі збільшення площі лопаті робочого колеса в одному й тому самому корпусі підвищуються напір і ККД насоса в разі незначного зростання подачі (рис. 1.14).

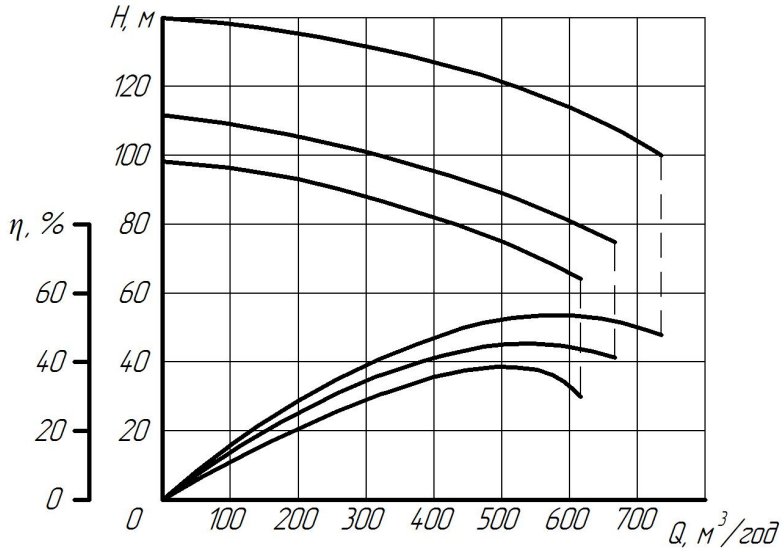


Рисунок 1.14 – Робочі характеристики насоса типу «Wemco» за різної площі лопаті робочого колеса

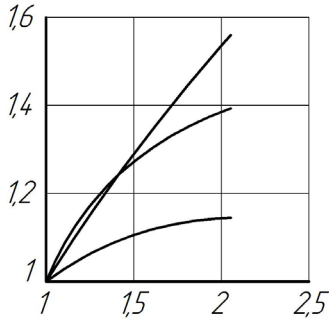


Рисунок 1.15 – Вплив збільшення площі лопаті робочого колеса насоса типу «Wemco» на його оптимальні робочі параметри

Водночас залежність відносного напору за оптимального значення ККД від відносної площі лопаті є майже лінійною (рис. 1.15).

### **1.5 Робочий процес відцентрових насосів із напіввідкритими робочими колесами**

Автори праць [39, 40, 41, 43, 44, 92–99] розглядають робочий процес відцентрових насосів із напіввідкритими робочими колесами (НРК). Такі колеса мають основний диск і циліндричні лопаті, установлені з малими торцевими зазорами у спіральному корпусі.

У роботі [39] автор розглядає процес формування вторинних течій у напіввідкритих робочих колесах (рис. 1.16).

У першій частині міжлопатевого каналу область, зайнята рідиною з низькою енергією, переважно розташована в ядрі каналного вихору. Перетік через торцевий зазор відбувається в напрямку, протилежному каналному вихору біля корпусу, і формує торцевий вихор, який починається на кромці лопаті в торцевому зазорі. Цей вихор тангенціально

проходить через міжлопатевий канал і досягає кута «корпус – робочий бік лопаті» поблизу середини каналу. Посеред міжлопатевого каналу рідина з низькою енергією з поверхні лопаті змішується з рідиною, яка перетекла через торцевий зазор, унаслідок чого область сліду збільшується і змішується з кута «корпус – тильний бік лопаті» до робочого боку лопаті. Далі вниз за потоком ядро цього вихору залишається в області сліду аж до виходу з робочого колеса. На радіальній ділянці міжлопатевого каналу, яка залишилася, домінуючий вплив на цей вихор спричиняє сила Коріоліса, що підтверджують автори робіт [40, 41].

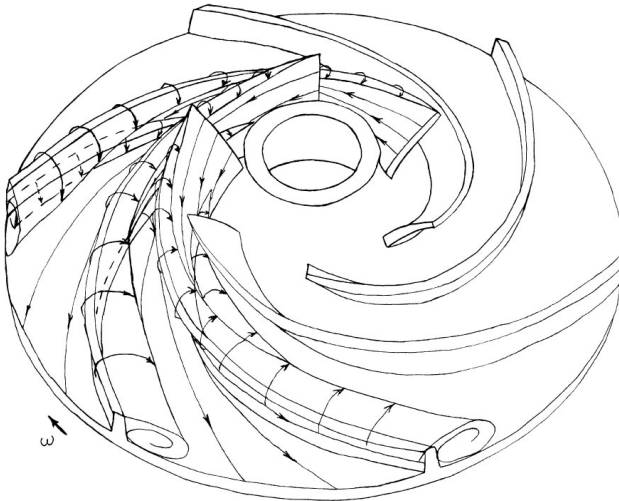


Рисунок 1.16 – Схема течії в напіввідкритому робочому колесі

У роботі [42] наведені результати експериментальних досліджень насосів із напіввідкритими робочими колесами з різними коефіцієнтами швидкохідності. Спочатку випробували закриті робочі колеса, потім покривний диск

сточували і досліджували напіввідкриті робочі колеса за змінних торцевих зазорів. Результати досліджень наведено на рисунку 1.17.

У роботах [43, 44] для кількісного оцінювання впливу торцевого зазору на характеристики насоса було використано параметри впливу [45]

$$\beta = \frac{H_{\delta=0} - H_{\delta}}{\frac{H_{\delta=0}}{\bar{\delta}}};$$

$$\gamma = \frac{\eta_{\delta=0} - \eta_{\delta}}{\frac{\eta_{\delta=0}}{\bar{\delta}}};$$

$$\bar{\delta} = \frac{2\delta}{b_1} = b_2.$$

Графічні залежності  $\beta = f(\bar{\delta})$  і  $\gamma = f(\bar{\delta})$  за  $Q = Q_{opt}$  за даними різних авторів наведені на рисунку 1.18.

Як видно з наведених даних, збільшення торцевого зазору призводить до падіння напору, споживаної потужності і к. к. д. Причому за великих значень відносних торцевих зазорів характер цих залежностей є однаковим і лінійним. Автори роблять висновок про те, що течія у НРК відцентрового насоса є деякою перехідною формою від течії у звичайному відцентровому робочому колесі до вільновихрового, оскільки досить помітним є вплив вихрового обміну енергією.

Вплив зазору на характеристики насоса автор [39] пояснює з огляду на припущення, що під час збільшення відносного торцевого зазору у ньому, крім течії рідини і

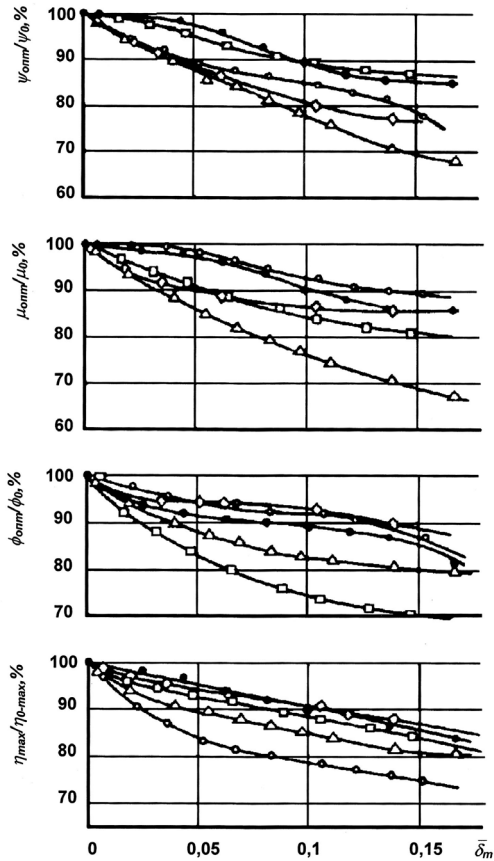


Рисунок 1.17 – Порівняння даних про вплив торцевого зазору ( $\bar{\delta}_m$ ) на характеристики п'яти насосів

із різними коефіцієнтами швидкохідності:

$\psi$  – коефіцієнт напору;  $\mu$  – коефіцієнт потужності;

$\phi$  – коефіцієнт витрати;  $\eta$  – повний к. к. д.

(індекс «0» – за  $\bar{\delta}_m = 0$ )

- |   |                 |   |                 |   |                 |
|---|-----------------|---|-----------------|---|-----------------|
| □ | – $n_s = 64$ ,  | ● | – $n_s = 110$ , | ○ | – $n_s = 160$ , |
| △ | – $n_s = 238$ , | ◇ | – $n_s = 292$ . |   |                 |

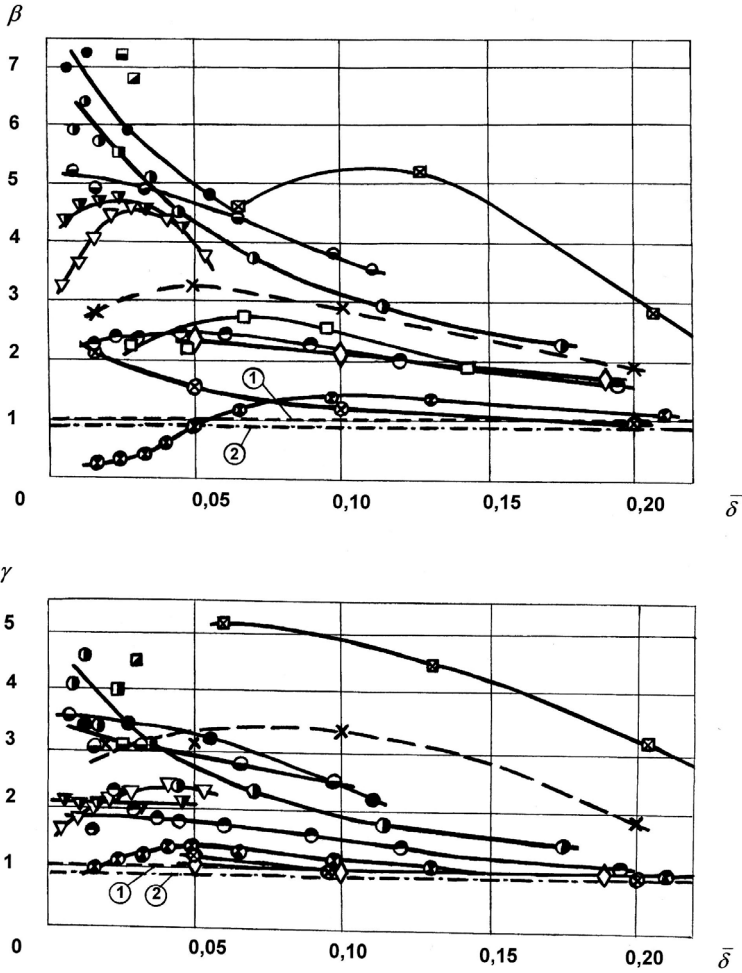


Рисунок 1.18 – Графічні залежності параметрів впливу  $\beta$  і  $\gamma$  від змінного відносного торцевого зазору  $\bar{\delta}$

кромкових перетоків, виникає замкнена течія (4 на рис 1.19), яка є аналогічною вихровій течії у вільній камері



вільновихрового насоса, і за визначеної величини зазору течія в насосах із напіввідкритими робочими колесами стає більш близькою до течії у проточній частині ВВН типу «Туро».

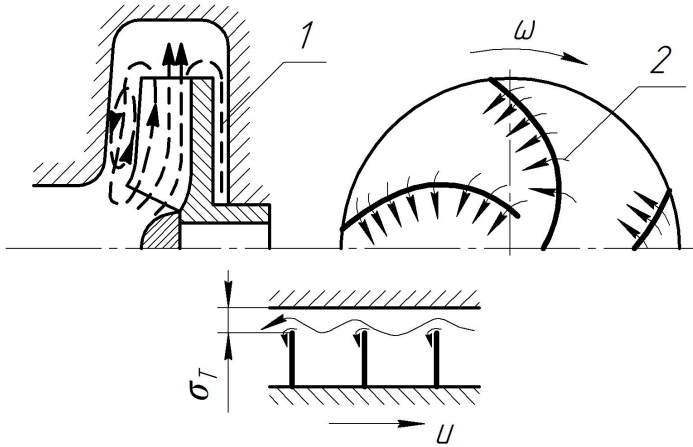


Рисунок 1.19 – Структура течії в напіввідкритому робочому колесі:

- 1 – течія в зазорі між основним диском і корпусом;
- 2 – кромкові перетоки; 3 – течія рідини в зазорі між лопатями і корпусом; 4 – замкнена течія в зазорі

Автор [40] отримав функціональні залежності, які пов'язують коефіцієнт подачі і коефіцієнт напору з кутом установлення лопатей на виході, коефіцієнтом витрати і величиною торцевого зазору

$$\begin{aligned} \psi = & (0,025\beta_2 - 0,6)q^2\delta_m^2 + (10,6 - 0,23\beta_2)q^2\delta_m + \\ & + (2,03\beta_2 - 189)q^2 + (0,001\beta_2 - 0,105)\delta_m + \\ & + (0,002\beta_2 + 1,18), \end{aligned} \quad (1.1)$$

$$\begin{aligned} \eta = & (0,571 - 0,051\beta_2) \delta_m q^2 + (1,5\beta_2 - 221) q^2 + \\ & + (0,0188\beta_2 - 1,15) \delta_m q + (23,5 - 0,123\beta_2) q + \\ & + (0,0009\beta_2 - 0,0382), \end{aligned} \quad (1.2)$$

де  $q = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}$  – коефіцієнт подачі;

$\psi = \frac{2gH}{u^2}$  – коефіцієнт напору;

$\beta_2$  – кут встановлення лопаті на виході;

$\delta_m$  – величина торцевого зазору.

Згідно із [46] структуру вторинних течій у напіввідкритому робочому колесі за відносного торцевого зазору  $\bar{\delta}_m = 0,018$  можна відобразити в такий спосіб (рис. 1.20) і під час математичного моделювання не враховувати внесок витоків через торцевий зазор.

Баланс вихорів може бути описаний відношенням повздовжнього приросту каналних вихорів вздовж основного диску колеса і корпусу та вихорів, обумовлених силами Коріоліса, до вихорів вздовж робочої і тильної поверхонь лопаті [46]

$$\begin{aligned} & \frac{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{KB(OD, PD)} + d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{СКВ}}{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{ЛВ(РСЛ, ТСЛ)}} \approx \\ & \approx \frac{\delta_{РСЛ, ТСЛ}}{\delta_{OD, PD}} \cdot \left( \frac{R_m}{R_b} + \frac{\omega \cdot R_m}{W} \right) \approx \\ & \approx \left( \frac{\Delta\beta}{\Delta\sigma} + \frac{\omega \cdot R_m \cdot D \cdot b \cdot \sin\beta}{Q} \right) \end{aligned} \quad (1.3)$$

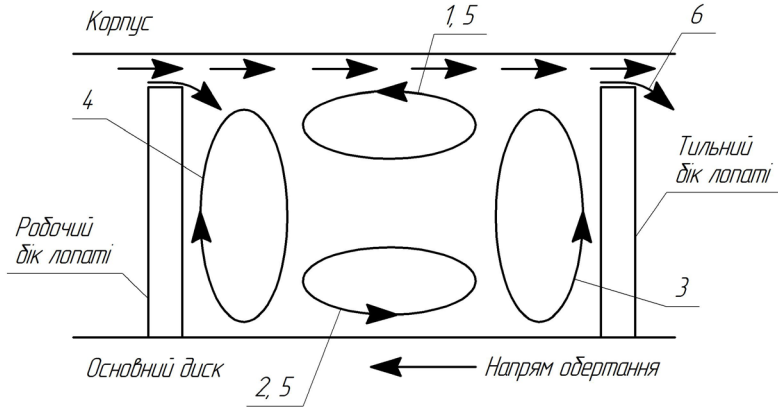


Рисунок 1.20 – Структура вихорів у каналі і на поверхні лопаті робочого колеса напіввідкритого типу:

1, 2 – кінцеві вихори в міжлопатево́му каналі на корпусі та основному диску, які формуються примежовими шарами на корпусі й основному диску та кривизною лінії течії в плані в міжлопатево́му каналі; 3, 4 – вихори на поверхні лопаті, які виникають унаслідок меридіанної кривизни каналу і примежових шарів на поверхні лопаті; 5 – вихор, який виникає під дією сили Кориоліса і кінцевих примежових шарів на радіальних ділянках робочого колеса; 6 – перетікання через торцевий зазор між лопатями робочого колеса і корпусом

де  $\delta_{рсл, тсл}$  – товщина примежового шару на робочому і тильному боці лопаті;

$\delta_{од, пд}$  – товщина примежового шару на основному і покривному дисках;

$R_m$  – кривизна міжлопатево́го каналу в меридіанній площині;

$R_b$  – кривизна міжлопатевого каналу в радіальній площині;

$$\frac{W}{\bar{\omega} \cdot R_m} = Ro \text{ – число Росбі, кінематичний коефіцієнт;}$$

$\omega$  – частота обертання;

$W$  – відносна швидкість;

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$  – повний поворот потоку в радіальній площині;

$\Delta\sigma$  – повний поворот потоку в меридіанній площині.

Автор роботи [47] приводить таку картину вторинних течій у перерізі перед виходом із робочого колеса відцентрового компресора (рис. 1.21).

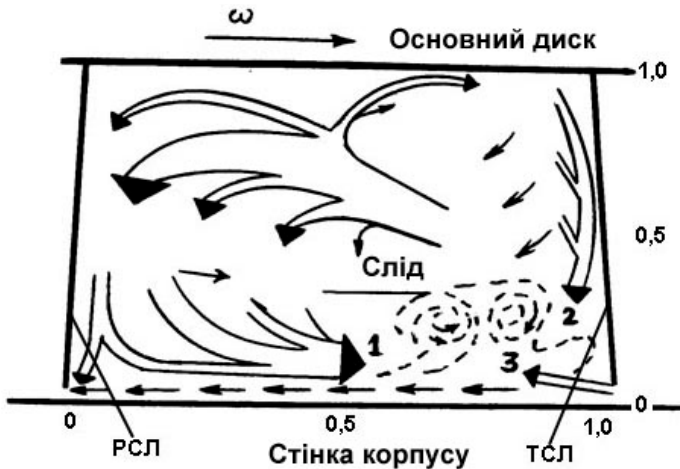


Рисунок 1.21 – Спрощена схема вторинної течії в робочому колесі Екардта в перерізі перед виходом із колеса

Поперечна течія наближається до основного вихору поблизу передньої стінки корпусу (стрілка 1), який видаляє

рідину з низькою енергією з поверхні каналу і спрямовує в область сліду. Це положення можна застосувати також і для більш слабкого вторинного вихору, який утворюється поблизу основного диска і тильної поверхні лопаті (стрілка 2). Додаткова рідина з низькою енергією надходить через торцевий зазор (стрілка 3). За такої інтерпретації слід, що розвивається, є своєрідним резервуаром рідини з низькою енергією, яка надходить із різних джерел. Порівняння результатів вимірювання з результатами розрахунків (з використанням квазітривимірного методу) продемонструвало досить гарне узгодження лише на вхідній ділянці робочого колеса до повороту потоку, де течія є близькою до потенційної. У наступних перерізах робочого колеса можна спостерігати значні розходження між розрахунковими й експериментальними результатами. Це можна пояснити початком відриву потоку, який швидко зростає, перетворюючись на чітко виражену течію типу «сліду». Автор робить висновок, що домінуючий вплив на виникнення відриву спричиняє стабілізація турбулентності у примежовому шарі на передній стінці корпусу з боку тильної поверхні лопаті внаслідок кривизни ліній течії й обертання робочого колеса. Вторинні вихрові течії сприяють відбору примежових шарів зі стінок каналу (зливання рідини з низькою енергією в область сліду), а обертання системи і вплив кривизни ліній течії пригнічують процес турбулентного змішування в шарі в'язкого тертя між областями струминної течії і сліду.

Необхідно зазначити, що наявні методи розрахунку вільновихрових насосів не враховують вплив моменту швидкості потоку на вході в робоче колесо, тоді як проведені дослідження [124] свідчать, що закрутка потоку суттєво впливає на робочі характеристики лопатевих насосів.

## Висновки до розділу 1

На основі виконаного інформаційно-аналітичного огляду сучасного стану проблеми підвищення економічності ВВН типу «Туго» можна зробити такі висновки:

- конструктивна схема ВВН типу «Туго» є найбільш оптимальною з погляду отримання максимального к. к. д. для цього типу насосів ( $\eta = 0,52-0,56$  в області  $n_s = 100-120$ ), мінімального пошкодження перекачуваного продукту та незабивання проточної частини;

- теоретично доведена Л. Пресманом і підтверджена експериментально наявність меридіанної циркуляції потоку (поздовжнього вихору) між РК і вільною камерою дозволяє віднести ВВН до групи вихрових гідромашин, характерна ознака робочого процесу яких полягає в тому, що створення напору пов'язане із втратами енергії, чим можна пояснити невисокий к. к. д. цих машин;

- обертальний рух рідини у вільній камері ВВН (вільний вихор) зі швидкістю  $\omega_p$  кількісно визначає напір насоса. Відповідно чим більшою є величина  $\omega_p$ , тим ефективніше працює насос;

- відношення величин колової швидкості обертання рідини у вільній камері до швидкості обертання РК  $\omega_p / \omega$  є показником ефективності роботи ВВН;

- у ВВН існує як вихровий, так і лопатевий робочий процеси;

- існує подібність робочого процесу вільновихрового насоса та відцентрового насоса із відкритим або напіввідкритим робочим колесом;

- одним із можливих способів покращання економічності ВВН типу «Туго» є внесення змін у конструктивну схему насоса або конструкцію РК: висування РК у вільну камеру, збільшення площі робочої частини лопаті РК і виступи на його лопатях.

## РОЗДІЛ 2

### ФІЗИЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА

#### 2.1 Постановка завдання дослідження

Завдання вдосконалення ВВН у великому діапазоні значень  $n_s$  потрібно виконувати за допомогою створення вдосконалених конструкцій цих насосів. Діапазон оптимального к. к. д. в насосах вільновихрового типу визначений експериментальним способом [6, 11]. Оптимальна робота їх обмежена вузьким інтервалом коефіцієнтів швидкохідності. У роботі [6] максимальна економічність отримана в області  $n_s = 80-140$ , у якій значення к. к. д. вітчизняних насосів становить  $\eta = 0,5-0,52$ . Проте ці дані дещо відрізняються від наведених в [11], де максимальний к. к. д. ВВН перебуває в діапазоні коефіцієнтів швидкохідності  $n_s = 80-150$ . Після аналізу залежностей к. к. д. автор роботи [15] наводить їхнє порівняння (рис. 2.1).

Графік демонструє, що к. к. д. ВВН типу «Turo» різко знижується в областях низької ( $n_s \leq 60$ ) і високої швидкохідності ( $n_s \geq 140$ ). Проте попит на розглянуті ВВН існує також і для областей із низькою та високою швидкохідностями. Сьогоднішня практика виконання цього завдання заснована на використанні насосів інших конструктивних схем із близькими до розглянутих ВВН експлуатаційними якостями (відсутність забивання проточної частини, якісна робота на газорідній суміші, зносостійкість тощо). На сьогодні альтернативними до ВВН конструкціями для області низької швидкохідності є відцентрові насоси з напіввідкритим РК, а для області високої швидкохідності – відцентрові насоси, що мають РК з малою кількістю лопатей.

Водночас необхідно шукати розв'язання цієї проблеми в межах конструктивної схеми ВВН типу «Туго». Зважаючи на значну затребуваність у цих насосах як низької, так і високої швидкохідності, завдання підвищення енергетичних показників ВВН і розширення області їхнього застосування є актуальною.

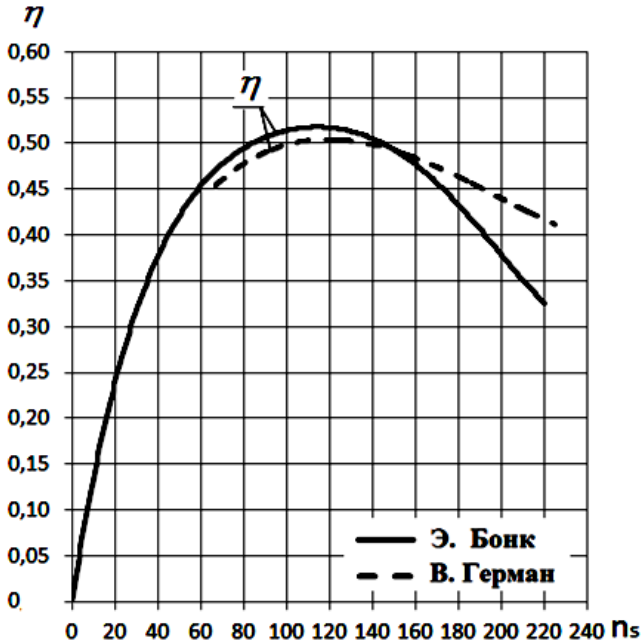


Рисунок 2.1 – Залежність ККД ВВН типу «Туго» від коефіцієнта швидкохідності

Технологічні та експлуатаційні переваги ВВН змушують дослідників продовжувати пошук удосконалення конструкції ВВН типу «Туго». Вище було вказано, що ВВН належить до гідромашин вихрового принципу дії, тому одним зі способів підвищення к. к. д. цих насосів є вплив на організацію їхнього робочого процесу [1]. Одним із способів



підвищення енергетичної ефективності ВВН типу «Turo» є перенесення відомих, застосовуваних у відцентрових насосах рішень – зміна геометрії відвідного пристрою. Для ВВН високої швидкохідності це завдання було розв’язано І. Криштопом [48, 49, 2, 50, 51]. Він створив і випробував покращений просторовий відвідний пристрій із к. к. д., що перевищував на 4,5 % к. к. д. ВВН з кільцевим відводом. Рекомендований діапазон застосування відвідного пристрою – ВВН в області коефіцієнта швидкохідності  $n_s = 60\text{--}180$ . Другим способом підвищення ефективності ВВН є вплив на робочий процес у вільній камері насоса, тобто на зміну конструкції РК. Грунтуючись на вищевказаному про те, що ефективність передання енергії в ВВН обумовлена швидкістю обертання рідини у вільній камері, для підвищення ефективності роботи насоса є необхідними конструктивні рішення, які б сприяли збільшенню  $\omega_p$ . Цей шлях було знайдено – за участю автора цієї роботи було отримано патент на корисну модель № 56039 «Вільновихровий насос» [52].

Зупинимося на змісті корисної моделі. Вільновихровий насос, який має корпус із вихровою камерою, всмоктувальний і напірний патрубкі, з’єднані з вихровою камерою, яка обмежена передньою і задньою стінкою корпусу, водночас остання має заглиблення, у якому розміщене РК, що відрізняється тим, що напірний патрубок виконаний у вигляді спірального дифузора із просторовою криволінійною віссю, а лопаті РК мають різний розмір, а саме: частина лопатей колеса, які встановлені в заглибленні задньої стінки, через одну не виступають у вільну камеру, а інша частина висунута у вільну камеру так, що вони мають зазор із передньою стінкою корпусу 3–5 мм.

Перевірку цієї корисної моделі буде проведено в наступних розділах.

## 2.2 Баланс енергій у вільновихровому насосі

Аналіз балансу енергій у ВВН [5] виділяє такі види втрат (рис. 2.2):

– механічні втрати (втрати на тертя в кінцевих ущільненнях  $N_y$ , втрати на тертя в підшипниках  $N_n$ , втрати на дискове тертя  $N_{dm}$ );

– гідравлічні втрати (втрати на першій стадії процесу передання енергії  $N_{1cm}$  – втрати на вході в насос і на вході в РК; втрати на другій стадії  $N_{2cm}$  – втрати, обумовлені втратами на вихроутворення від обміну кількістю руху у вільній камері насоса; втрати у відводі  $N_{відв}$ ).

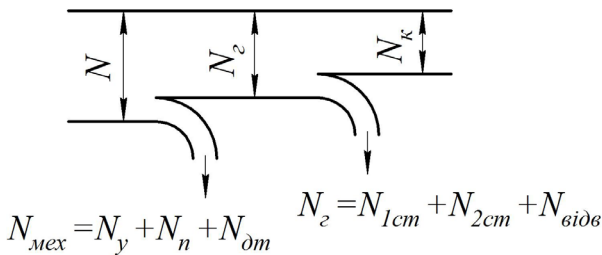


Рисунок 2.2 – Баланс енергій у ВВН типу «Туро»

У разі використання комбінованого робочого процесу обмін кількістю руху між колесом та рідиною відбувається як завдяки дії поздовжнього вільного вихору у вільній камері насоса, так і завдяки лопатевому ефекту аналогічно робочому процесу у відцентрових насосах.

У такий спосіб видовження частини лопатей у вільну камеру ВВН вносить зміни в його баланс енергій: втрати на другій стадії процесу передання енергії розділяються на втрати вихрового робочого процесу та на втрати лопатєвого робочого процесу (рис. 2.3).

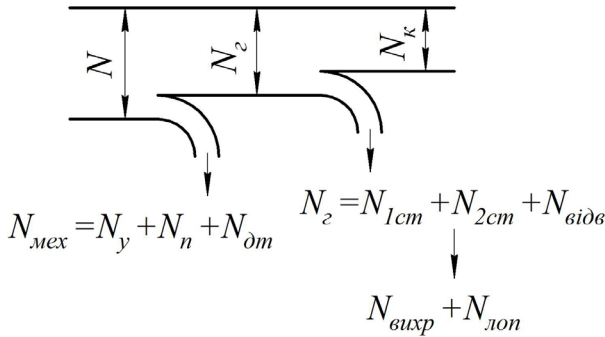


Рисунок 2.3 – Баланс енергій у ВВН типу «Туго» з комбінованим робочим процесом

Водночас лопатевий ефект є більш досконалим із погляду енергетичної ефективності, оскільки гідравлічний к. к. д. відцентрових насосів становить 0,85–0,95 [90], а у вихрових насосах відповідний йому к. к. д. робочого процесу становить 0,60. Відповідно загальний к. к. д. насоса зростає і таке зростання є тим більшим, чим більшим є відношення

$\frac{N_{лон}}{N_{вихр}}$ . Практично ж максимально досяжний к. к. д.

такого насоса відповідає рівню к. к. д. відцентрових насосів із відкритим робочим колесом.

### 2.3 Основне рівняння вільновихрових насосів

Основне рівняння ВВН (залежність напору від геометричних розмірів проточної частини) виводимо для оптимального режиму роботи насоса (максимального значення к. к. д.) на підставі прийнятої схеми робочого процесу.

Потрібно визначити енергію, яка передається від робочого колеса до потоку рідини.

Гідравлічна потужність, що передається рідині від робочого колеса, дорівнює

$$N_G = M_K \cdot \omega, \quad (2.1)$$

де  $M_K$  – момент, з яким лопаті колеса діють на рідину;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання робочого колеса.  
 З іншого боку,

$$N_G = N \cdot \eta_{MEX} = \frac{N_K}{\eta} \eta_{MEX}, \quad (2.2)$$

де  $\eta_{MEX}$  – механічний ККД насоса;  
 $\eta$  – ККД насоса;  
 $N_K$  – корисна потужність.

Оскільки корисна потужність насоса дорівнює

$$N_K = Q \rho g H, \quad (2.3)$$

отримуємо

$$N_G = Q \rho g H \frac{\eta_{MEX}}{\eta}. \quad (2.4)$$

З рівнянь (2.1) і (2.4) випливає, що напір насоса

$$H = \frac{\omega}{\rho g} \cdot \frac{1}{Q} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot M_K. \quad (2.5)$$

Момент  $M_K$  дорівнює різниці моментів кількості руху рідини, що виходить із РК та входить до нього [91]

$$\Delta M = \int_{R1}^{R2} \int_0^{\varphi} \rho V_u V_z r^2 dr d\varphi, \quad (2.6)$$

де  $V_u$  і  $V_z$  – колова і осьова складові швидкості рідини на вхідній і вихідній кромках лопаті колеса (рис. 2.4);

$\rho$  – густина рідини;

$dr$  – елемент довжини лопаті РК;

$d\varphi$  – кут між двома довільно обраними меридіанними перерізами.

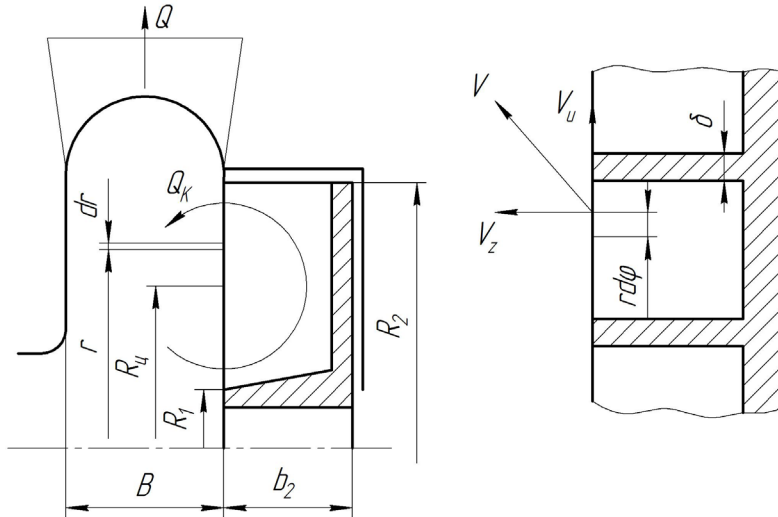


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема руху рідини у ВВН

Приймаємо такі припущення:

- рідина нестислива;
- розподіл швидкостей між звичайними лопатями РК (ділянки I, рис. 2.5) не залежить від кута  $\varphi$  [23];
- розподіл швидкостей між звичайною та видовженою лопатями залежить від кута  $\varphi$ , причому характер розподілу в разі переходу від звичайної лопаті до видовженої та від видовженої до звичайної (ділянки II, рис. 2.5) є симетричним щодо видовженої лопаті.

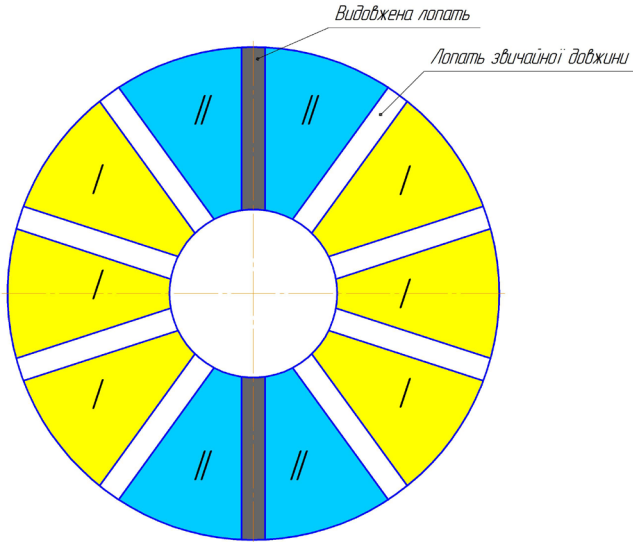


Рисунок 2.5 – Ділянки руху рідини у РК

Тоді, підставивши  $\Delta M$  у вираз (2.5), можна отримати

$$H = H_I + H_{II} = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z} \cdot 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} V_{ul} V_{zl} r^2 dr +$$

$$+ \frac{2Z_1}{Z} \cdot 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi/Z} V_{uII} V_{zII} dr d\varphi, \quad (2.7)$$

де  $H_I$  – напір, створюваний завдяки переданню енергії на ділянках між звичайними лопатями;

$H_{II}$  – напір, створюваний завдяки переданню енергії на ділянках між звичайними та видовженими лопатями;

$Z$  – загальна кількість лопатей робочого колеса;

$Z_1$  – кількість лопатей робочого колеса, висунутих у вільну камеру насоса.

Для розв'язання рівняння (2.7) необхідно знати закон зміни швидкостей  $V_u$  і  $V_z$  вздовж лопаті РК у функції від кута  $\varphi$ .

## 2.4 Числовий експеримент

Оскільки дослідження характеру розподілу швидкостей у ВВН з частиною лопатей, висунутих у вільну камеру, за допомогою зондування є неможливим, подальше дослідження було проведено за допомогою числового експерименту з використанням програмного продукту (ПП) ANSYS Academic Research CFD 12.1.

В основу даного ПП покладено метод числового розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки [53]: рівнянь руху в'язкої рідини разом із рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування результатів числового дослідження.

Програмний продукт ANSYS використовує метод кінцевих об'ємів, який містить у собі дискретизацію просторової області з використанням розрахункової сітки. Сітку використовують для побудування кінцевих об'ємів, які мають у собі властивості збереження маси, імпульсу й енергії. У нашій задачі використано тривимірну сітку. Для простоти ілюстрації використаємо двовимірну сітку.

На рисунку 2.6 зображена типова двовимірна сітка. Усі змінні й властивості рідини зберігаються у вузлах (вершинах комірок). Контрольні об'єми (заштрихована область) будують навколо кожного вузла сітки з використанням подвійних медіан.

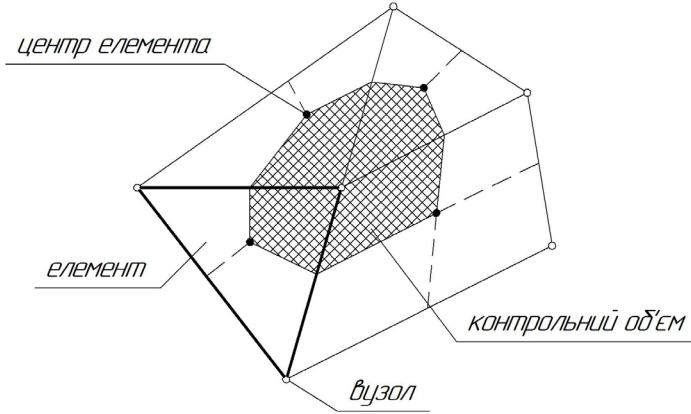


Рисунок 2.6 – Ілюстрація методу кінцевих об'ємів

Для ілюстрації методу кінцевих об'ємів потрібно подати рівняння збереження мас, моментів і енергії в циліндричній системі координат.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\varphi. \quad (2.10)$$

Ці рівняння інтегрують за кожним контрольним об'ємом. Для перетворення об'ємних інтегралів, пов'язаних із дивергенцією і градієнтом операторів поверхневих інтегралів, застосовують теорему про дивергенцію Гауса. Якщо контрольні об'єми не деформуються з часом, то похідна за часом може бути переміщена за межі об'ємних інтегралів,



тоді система інтегральних рівнянь може бути подана в такому вигляді:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0, \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = \\ & = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV, \quad (2.12) \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV. \quad (2.13)$$

Тут  $V$  і  $S$  відповідно означають об'ємну і поверхневу області інтегрування, а  $dn_j$  є диференційним компонентом вектора зовнішньої нормалі до поверхні в декартовій системі координат. Інтеграли за об'ємом є джерелом або набором умов, поверхневі інтеграли є підсумовуванням потоків.

Наступний крок числового алгоритму – це дискретизація об'ємних і поверхневих інтегралів. Щоб проілюструвати цей крок, розглянемо одиничний елемент, як подано на рисунку 2.7.

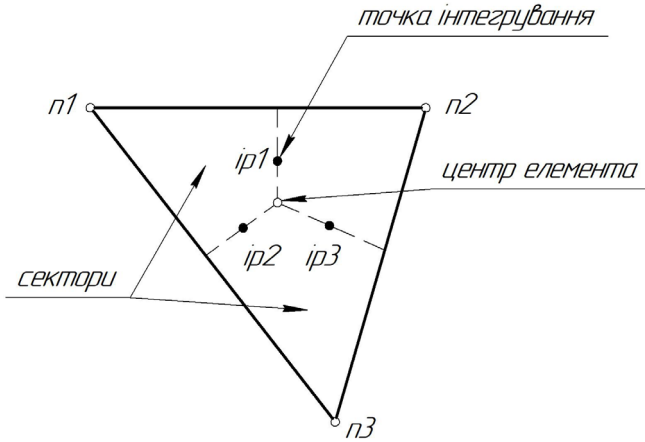


Рисунок 2.7 – Елемент сітки

Об'ємні інтеграли дискретизуються в межах кожного елемента сектору і накопичуються в контрольному об'ємі, якому належить сектор. Поверхневі інтеграли дискретизуються в точках інтегрування ( $ip_n$ ), розміщених у центрі поверхні кожного сегмента всередині елемента, а потім розподіляються в сусідніх контрольних об'ємах. Оскільки поверхневі інтеграли є рівними і протилежними за контрольними об'ємами, які прилягають до точок інтегрування, то поверхневі інтеграли гарантовано будуть локально консервативними.

Після дискретизації об'ємних і поверхневих інтегралів інтегральні рівняння набувають вигляду

$$V \left( \frac{\rho - \rho^{\circ}}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} n_{ip} \mathbf{r}_{ip} = 0, \quad (2.14)$$

$$V \left( \frac{\rho U_i - \rho^{\circ} U_i^{\circ}}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} n_{ip} \mathbf{r}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} +$$

$$+ \sum_{ip} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (2.15)$$

$$V \left( \frac{\rho\varphi - \rho^\circ\varphi^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (2.16)$$

де  $m_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$  ;

$V$  – контрольний об'єм;

$\Delta t$  – крок за часом;

$\Delta n_j$  – дискретний вектор зовнішньої нормалі до повер-

хні, індекс « $ip$ » означає точки інтегрування, за якими відбувається підсумовування в контрольному об'ємі, а позначення « $^\circ$ » належить до попереднього рівня часу. У цій схемі застосовують зворотну схему Ейлера першого порядку.

Розрахунок течії було виконано за допомогою числового розв'язання системи рівнянь, які описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є – Стокса та рівняння нерозривності. Моделювання турбулентних течій було виконано з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких у даному ПП використовують низку моделей турбулентності.

Попередні дослідження [15] свідчать, що для проведення розрахунку течії у ВВН найбільш доцільно використовувати SST модель турбулентності.

Найбільш поширеними серед диференціальних моделей турбулентності є двопараметричні моделі, засновані на розгляді кінетичної енергії турбулентних пульсацій  $k$ . Як друге рівняння в них використовують рівняння переносу швидкості дисипації енергії  $\epsilon$  або рівняння питомої швидкості дисипації енергії  $\omega$ . Різниця моделей полягає у враху-

ванні впливу стінки під час проведення розрахунку пристінкових течій. Моделі турбулентності типу  $k-\varepsilon$  із високим ступенем достовірності описують течію на віддаленні від стінки, а моделі типу  $k-\omega$  мають перевагу під час моделювання пристінкових течій. SST-модель турбулентності поєднує кращі властивості вказаних моделей, оскільки вона містить у собі спеціальну функцію, яка відповідає за переключення з однієї моделі турбулентності на іншу.

Повний перелік можливостей даного ПП, покладеного в його основу математичного апарату і базових моделей гідродинаміки, можна знайти в документації на даний ПП [54, 55], а також у значній кількості публікацій [56–59].

Розрахунок було виконано у стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) вважають нестисливим, режим течії – турбулентним.

Математична модель, використана в розрахунках, ґрунтується на системі рівнянь збереження імпульсу і маси та SST-моделі турбулентності:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k,$$

де  $F_i$  – проєкції вектора масових сил на осі координат;  
 $p$  – гідродинамічний тиск;

$k$  – кінетична енергія турбулентних пульсацій;

$x_j$  – декартові координати;

$u_j$  – проєкції швидкості в декартовій системі координат;

$\mu_{ef} = \mu + \mu_t$  – ефективна в'язкість;

$\mu_t$  – турбулентна в'язкість;

$\mu$  – молекулярна в'язкість;

$P_k$  – генераційний член;

$Cd_\omega$  – перехресний член;

$\alpha, \beta, \beta^*$  – емпіричні константи SST моделі;

$t$  – час;

$\omega$  – частота турбулентних пульсацій.

Під час проведення числового дослідження були ухвалені такі припущення:

- потік на вході в розрахункову область є вісесиметричним;
- режим течії є усталеним;
- течія в ніші корпусу за РК не впливає на параметри основного потоку в насосі та його інтегральні характеристики.

Для проведення числового експерименту за допомогою програмного продукту SolidWorks були створені тривимірні рідиннотільні моделі робочого колеса і корпусу насоса (рис. 2.8).

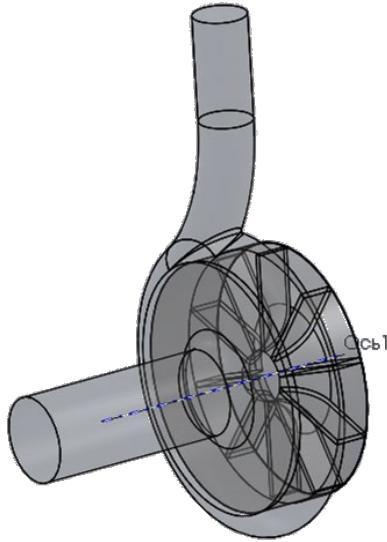


Рисунок 2.8 – Тривимірні рідинотільні моделі

Після створення рідинотільних моделей були побудовані розрахункові сітки (рис. 2.9). Для робочого колеса була побудована блочно-структурована гексаедрна сітка. Для корпусу насоса була побудована неструктурована тетраедрна сітка. Поблизу твердих стінок були створені декілька шарів призматичних комірок, що дозволило збільшити роздільну здатність пристінкової області для розрахунку примежевого шару. За результатами розрахунків величина змінної  $Y^+$  становила не більше ніж 2, що підтверджує адекватність використання SST-моделі турбулентності. Густина розрахункових сіток становила: для робочого колеса – 1 200 000 комірок і 285 000 вузлів, для корпусу насоса – 1 500 000 комірок і 420 000 вузлів.

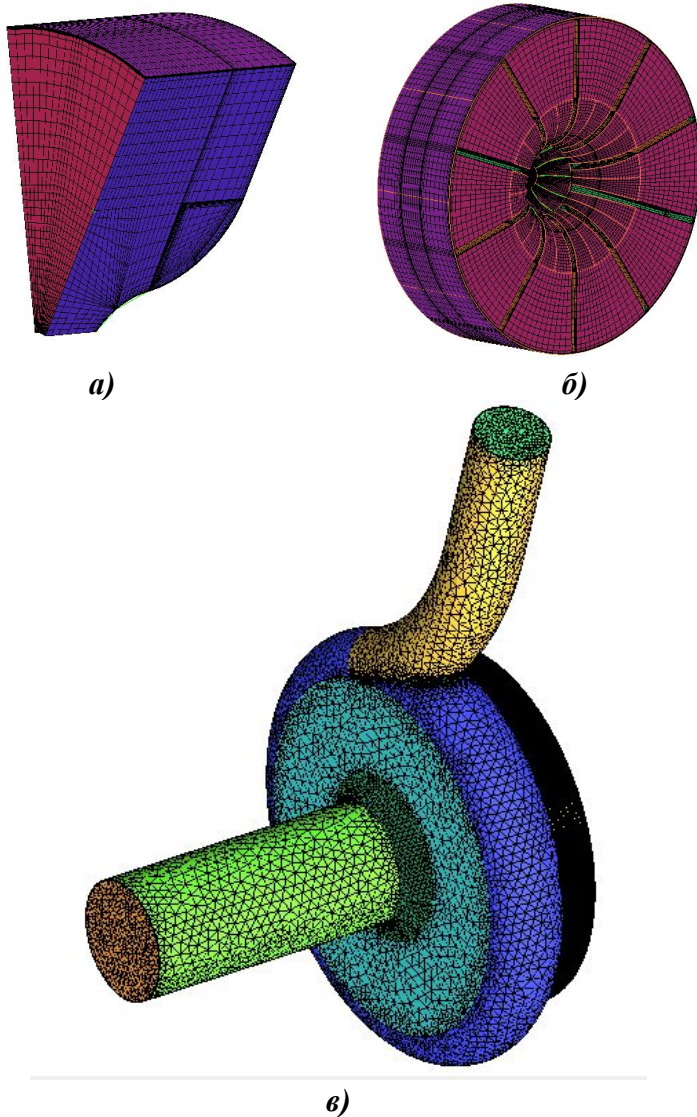


Рисунок 2.9 – Вигляд розрахункових сіток:  
а) елемента робочого колеса; б) робочого колеса;  
в) корпусу насоса

Після генерації сіток у Препроцесорі була створена розрахункова область (рис. 2.10), яка складалася з робочого колеса та корпусу насоса, який поєднує в собі вхідний патрубок, вільну камеру та вихідний патрубок. На вході в розрахункову область задавали масову витрату ( $G$ , кг/с). Для параметрів турбулентності на вході був заданий середній рівень інтенсивності. На виході з розрахункової області задавали величину статичного тиску ( $p$ , МПа).

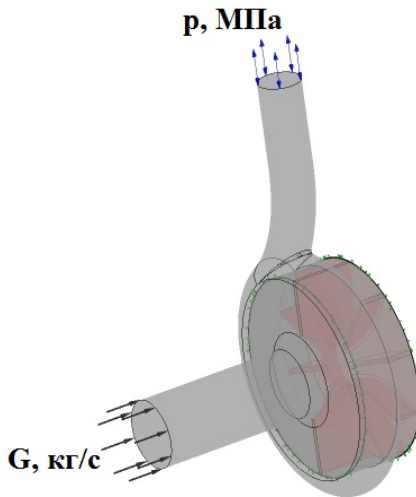


Рисунок 2.10 – Розрахункова область

Були визначені області інтерфейсу на межі взаємодії роторних і статорних елементів. Тип інтерфейсу був указаний як «frozen rotor» («заморожений ротор»), що передбачало осереднення параметрів за часом [61].

Унаслідок числового розрахунку були отримані миттєві величини швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин було проведено осереднення за масовою витратою.



На рисунку 2.11 наведено порівняльні інтегральні характеристики насоса, отримані за результатами числового дослідження і за результатами досліджень на експериментальному стенді. У цьому разі можна констатувати наявність достатнього рівня відповідності отриманих характеристик.

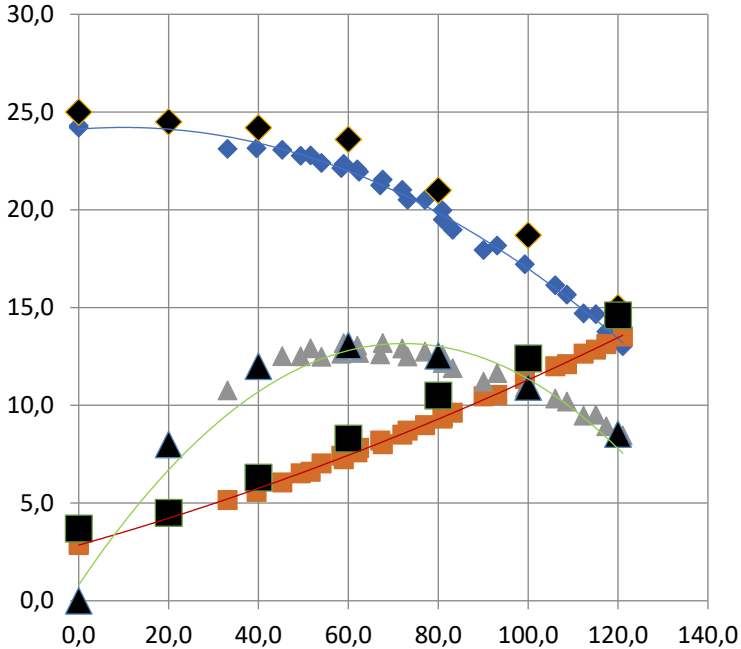


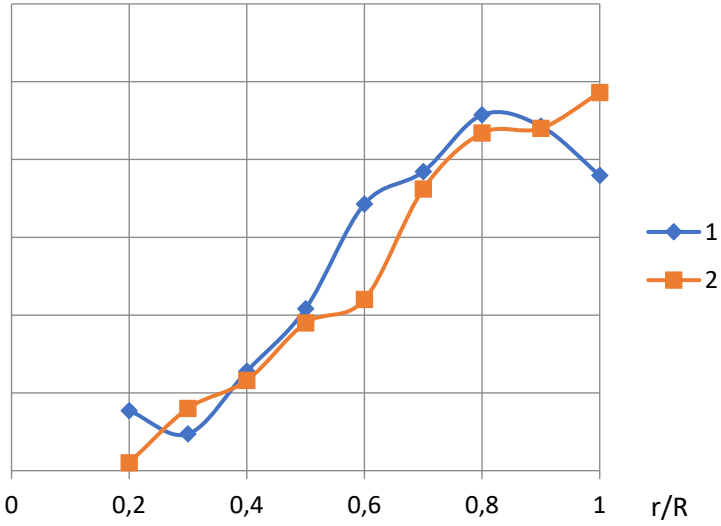
Рисунок 2.11 – Порівняння характеристик досліджуваного насоса, отриманих за результатами числового та фізичного експериментів (чорний колір – точки за результатами числового експерименту)

На рисунку 2.12 наведено порівняння розподілу швидкостей уздовж лопаті РК за результатами зондування

[5] та за результатами числового експерименту. Отримані результати демонструють гарну збіжність. Отже, можна стверджувати про адекватність ухваленого методу числового розрахунку як такого, що дає достовірний результат і ухвалити його в подальшому для проведення дослідження ВВН з комбінованим робочим процесом.

З метою розв'язання рівняння (2.7) за допомогою числового методу розрахунку було отримано закони розподілу колової та радіальної складових абсолютної швидкості вздовж кромки лопатей РК. Результати розрахунку наведено на рисунку 2.13.

$V_U$



$V_Z$

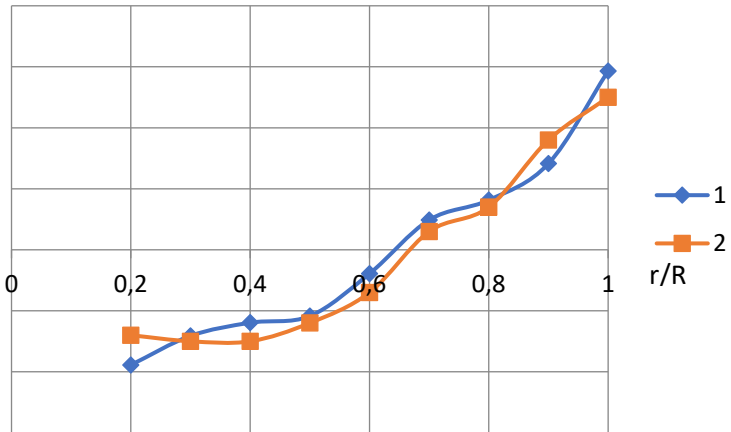


Рисунок 2.12 – Розподіл швидкостей уздовж лопаті РК нормальної довжини:

1 – зондування; 2 – числовий експеримент

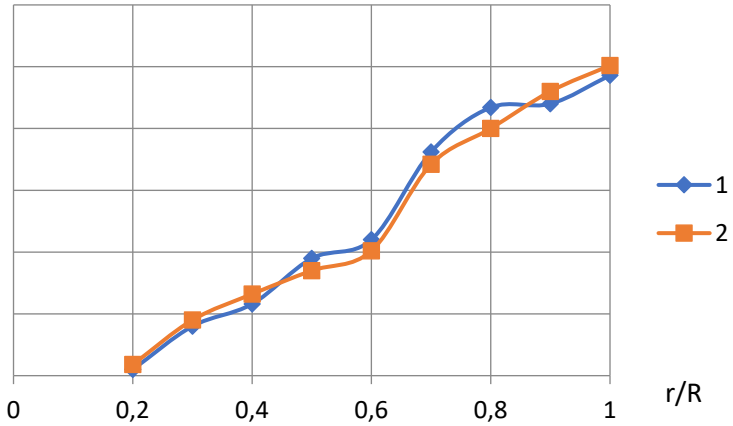
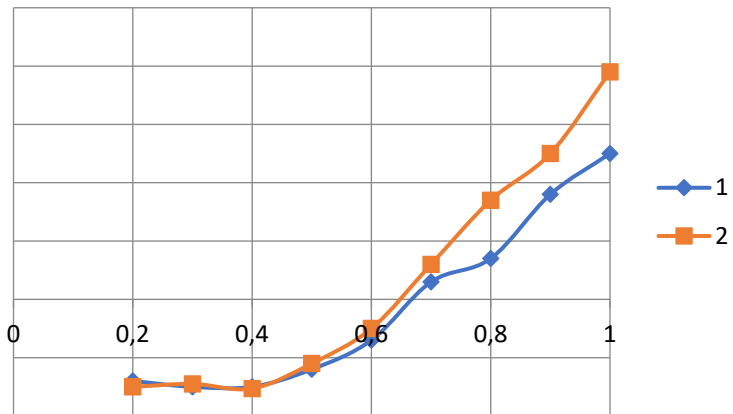
$V_U$  $V_Z$ 

Рисунок 2.13 – Розподіл швидкостей уздовж лопатей РК:  
1 – звичайної довжини; 2 – висуної у вільну камеру

## 2.5 Уточнення математичної моделі

Отримані за результатами проведеного числового експерименту дані дозволяють виконати розв'язок рівняння (2.7).

### 2.5.1 Визначення напору, створюваного завдяки передавню енергії на ділянках між звичайними лопатями

Розподіл колової складової швидкості  $V_u$  перед РК, отриманий під час зондування потоку [5], наведено на рисунку 2.14. Якщо припустити, що рух рідини в РК є струминним, то колову складову швидкості на виході з РК можна визначити із трикутника швидкостей, побудованого з урахуванням впливу кінцевого числа лопатей.

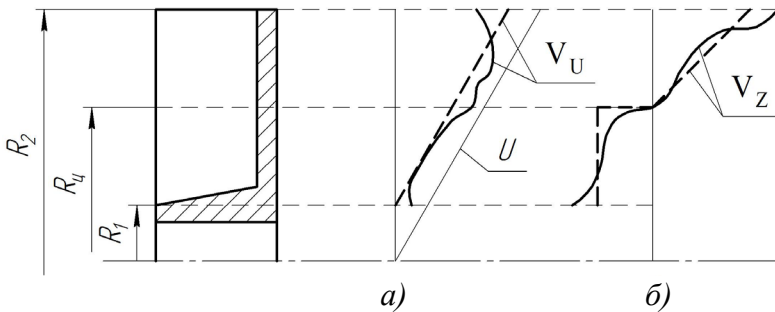


Рисунок 2.14 – Розподіл швидкостей уздовж лопаті РК звичайної довжини:  
а) колової; б) осьової

————— – дослідна епюра;  
- - - - - – розрахункова епюра

Зменшення колової складової швидкості буде дорівнювати

$$V_{u2} = \frac{V_{u2\infty}}{1+p}. \quad (2.17)$$

Для робочих коліс із радіальними лопатями  $\beta_{2,1} = 90^\circ$  можна взяти  $V_{u2\infty} = U_2$ , тоді

$$V_{u2} = \frac{U_2}{1+p},$$

де  $p$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Попередні дослідження [5] установили, що колова складова швидкості у площині, близької до торців лопатей у точках із відносним радіусом  $\bar{r} = \frac{r}{R_2} \leq 0,3$ , є близькою до нуля. На підставі цього можна взяти, що на вихідній ділянці РК  $V_{u1} = 0$ .

Для спрощення розрахунків дослідну епюру лінеаризують. Тоді закон зміни колової складової швидкості  $V_u$  вздовж кромки лопаті з урахуванням (2.17) набуває вигляду

$$V_u = \frac{\omega R_2}{(1+p)(R_2 - R_1)}(r - R_1). \quad (2.18)$$

Потрібно позначити

$$\frac{R_2}{(1+p)(R_2 - R_1)} = a_1. \quad (2.19)$$

Кінцево отримано

$$V_u = \omega a_1 (r - R_1). \quad (2.20)$$

Закон зміни осьової складової швидкості  $V_z$  уздовж лопаті можна отримати з умови нерозривності об'єму рідини в колесі. Водночас сумарна витрата рідини через поверхню, яка проходить через кромки лопатей, дорівнює нулю, тобто

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ_K = \int_{R_1}^{R_2} V_z (2\pi r - \delta z) dr = 0, \quad (2.21)$$

де  $\delta$  – товщина лопаті;  
 $z$  – число лопатей.

Дослідну епюру швидкості  $V_z$  подано на рисунку 2.14.

Припустимо, що центр поздовжнього вихору є на кромці лопаті. Радіус центру вихору одночасно

$$R_0 = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}}. \quad (2.22)$$

З метою спрощення розрахунків потрібно виконати лінеаризацію дослідної епюри. Водночас розрахункова епюра матиме вигляд, наведений на рисунку 2.14 б. Швидкість на вхідній ділянці була взята постійною, на вихідній – мала лінійний закон розподілу.

Витрата рідини, яка входить до РК

$$\begin{aligned} Q_K &= \int_{R_1}^{R_0} V_{z1} (2\pi r - \delta z) dr = \\ &= V_{z1} \left[ (R_0^2 - R_1^2) \pi - \delta z (R_0 - R_1) \right]. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Тоді швидкість на вході до РК

$$V_{z1} = \frac{Q_K}{\pi (R_0^2 - R_1^2) - \delta z (R_0 - R_1)}. \quad (2.24)$$

Потрібно позначити

$$\frac{1}{\pi (R_0^2 - R_1^2) - \delta z (R_0 - R_1)} = a_2. \quad (2.25)$$

Тоді

$$V_{z1} = a_2 Q_K. \quad (2.26)$$

Витрата рідини, яка виходить із РК

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} V_z (2\pi r - \delta z) dr. \quad (2.27)$$

Швидкість  $V_z$  на виході з РК змінюється за законом

$$V_z = a_3 (r - R_0). \quad (2.28)$$

Підставляючи до (2.27), можна отримати

$$\begin{aligned} Q_K &= \int_{R_0}^{R_1} a_3 (r - R_0) (2\pi r - \delta z) dr = \\ &= a_3 \left[ \frac{2\pi}{3} (R_2^3 - R_0^3) - \frac{\delta z}{2} (R_2^2 - R_0^2) - \pi R_0 (R_2^2 - R_0^2) + R_0 \delta z (R_2 - R_0) \right]. \end{aligned} \quad (2.29)$$

Тоді

$$a_3 = \frac{Q_K}{\frac{2\pi}{3} (R_2^3 - R_0^3) - \frac{\delta z}{2} (R_2^2 - R_0^2) - \pi R_0 (R_2^2 - R_0^2) + R_0 \delta z (R_2 - R_0)}. \quad (2.30)$$

Підставивши в першу частину виразу (2.7) закони зміни колової і осьової складової швидкостей вздовж лопаті та інтегруючи, можна отримати

$$\begin{aligned} H_I &= 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} V_u V_z r^2 dr = 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \times \\ &\times \left[ \int_{R_0}^{R_2} \omega a_1 (r - R_1) a_3 Q_K (r - R_0) r^2 dr - \int_{R_1}^{R_0} \omega a_1 (r - R_1) a_2 Q_K r^2 dr \right] = \\ &= 2\pi \frac{\omega^2}{n} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{Q_K}{Q} a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2), \end{aligned} \quad (2.31)$$

де

$$A_1 = \frac{R_2^5 - R_0^5}{5} - (R_0 + R_1) \frac{R_2^4 - R_0^4}{4} + R_1 R_0 \frac{R_2^3 - R_0^3}{3}, \quad (2.32)$$



$$A_2 = \frac{R_0^4 - R_1^4}{4} - R_1 \frac{R_0^3 - R_1^3}{3}. \quad (2.33)$$

Потрібно ввести функцію  $F_1$ , яка залежить від відносних геометричних параметрів  $\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2}$  і  $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$

$$F_1 = f(\bar{D}_1, \bar{\delta}, z) = \frac{a_1(a_3 A_1 - a_2 A_2)}{D_2^2}, \quad (2.34)$$

і функцію  $F_2$ , яка залежить від відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  і відносної ширини РК  $\bar{b}_2$  і яка впливає на інтенсивність поздовжньо-вихрового руху в насосі

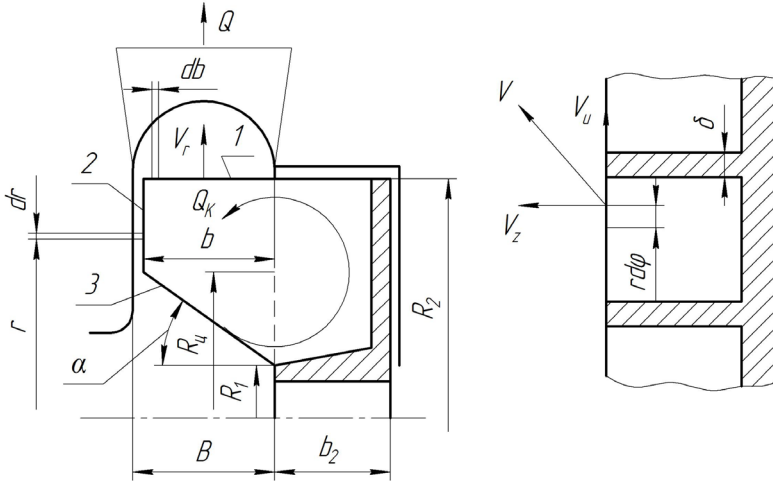
$$F_2 = f(\bar{B}, \bar{b}_2) = \frac{Q_K}{Q}. \quad (2.35)$$

Тоді

$$H = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z} 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEH}} F_1 F_2 D_2^2. \quad (2.36)$$

### **2.5.2 Визначення напору, створюваного завдяки передавню енергії на ділянках між звичайними і видовженими лопатями**

Для визначення моменту кількості руху рідини на ділянці колеса  $II$  (див. рис. 2.15) потрібно виділити на кромці лопаті три характерні ділянки: 1 – вздовж частини зовнішньої поверхні лопаті, яка виступає у вільну камеру; 2 – вздовж торцевої поверхні лопаті у вільній камері; 3 – вздовж вхідної частини лопаті, нахиленої до осі обертання колеса під кутом  $\alpha$ .

Рисунок 2.15 – Розрахункова схема для визначення  $H_{II}$ 

Тоді

$$H_{II} = H_{II1} + H_{II2} + H_{II3}. \quad (2.37)$$

Потрібно розглянути окремо кожен із складових цього рівняння.

**Ділянка 1**

$$H_{II1} = 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEK}} \cdot \frac{1}{Q} \int_0^b \int_0^{2\pi/Z} V_u V_r db d\varphi, \quad (2.38)$$

де  $db$  – елемент довжини кромки лопаті.

Отримані епюри розподілу складових швидкості вздовж кромки лопаті можна лінеаризувати так:

– радіальну складову швидкості на ділянці  $l$  можна взяти як постійну величину і визначити з рівняння нерозривності рідини

$$V_r = \frac{Q}{2\pi R_2 B}; \quad (2.39)$$

– колову складову швидкості потрібно визначити як

$$V_r = \omega \cdot R_2. \quad (2.40)$$

Оскільки складові швидкості є константами, можна винести їх за межі інтегралу. Якщо взяти, що параметри руху в інтервалі між лопаттю звичайної довжини та видовженою лопаттю змінюються лінійно від кута  $\varphi$ , тоді

$$\begin{aligned} H_{II1} &= 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \cdot V_u V_r \int_0^b \int_0^{2\pi/z} \frac{\varphi}{2\pi/z} dbd\varphi = \\ &= 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \cdot \frac{Q}{2\pi R_2 b} \cdot \omega R_2 \cdot \frac{1}{2\pi/z} \int_0^b \int_0^{2\pi/z} \varphi dbd\varphi = \\ &= \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{B} \cdot \omega \cdot \frac{1}{2\pi/z} \int_0^b \int_0^{2\pi/z} \varphi dbd\varphi = \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{B} \cdot \omega \cdot b \cdot \frac{2\pi/z}{2} = \\ &= \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{2\pi b}{z \cdot B} \end{aligned} \quad (2.41)$$

### Ділянка 2

$$H_{II1} = 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R2-B\text{tg}\alpha}^{R2} \int_0^{2\pi/z} V_{u_2} V_{z_2} r^2 drd\varphi. \quad (2.42)$$

Для робочих коліс із радіальними лопатями  $\beta_{2,i} = 90^\circ$  можна взяти  $V_{u_{2\infty}} = U_2$ , тоді

$$V_{u2} = \frac{U_2}{1+p}, \quad (2.43)$$

де  $p$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Для спрощення розрахунків дослідну епюру лінеаризують. Тоді закон зміни колової складової швидкості  $V_u$  вздовж кромки лопаті набуває вигляду

$$V_u = \frac{\omega R_2}{(1+p)Btg\alpha} (r - R_2 + Btg\alpha). \quad (2.44)$$

Потрібно позначити

$$\frac{R_2}{(1+p)Btg\alpha} = a_1. \quad (2.45)$$

Кінцево можна отримати

$$V_u = \omega a_1 (r - R_2 + Btg\alpha). \quad (2.46)$$

Закон зміни осьової складової швидкості  $V_z$  вздовж лопаті можна отримати з умови нерозривності об'єму рідини в колесі. Водночас сумарна витрата рідини через поверхню, яка проходить через кромки лопатей, дорівнює нулю, тобто

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ_K = \int_{R_1}^{R_2} V_z (2\pi r - \delta z) dr = 0, \quad (2.47)$$

де  $\delta$  – товщина лопаті;

$z$  – число лопатей.

Радіус центру вихору

$$R_0 = R_2 - Btg\alpha. \quad (2.48)$$

З метою спрощення розрахунків потрібно виконати лінеаризацію дослідної епюри. Водночас розрахункова

епюра матиме вигляд, наведений на рисунку 2.14 б. Швидкість на вхідній ділянці було взято постійною, на вихідній вона мала лінійний закон розподілу.

Витрата рідини, яка входить до РК

$$Q_K = \int_{R_1}^{R_0} V_{z1} (2\pi r - \delta z) dr = \quad (2.49)$$

$$= V_{z1} \left[ \left( (R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) \pi - \delta z \left( (R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right) \right].$$

Тоді швидкість на вході до РК

$$V_{z1} = \frac{Q_K}{\pi \left( (R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) - \delta z \left( (R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right)}. \quad (2.50)$$

Потрібно позначити

$$\frac{1}{\pi \left( (R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) - \delta z \left( (R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right)} = a_2. \quad (2.51)$$

Тоді

$$V_{z1} = a_2 Q_K. \quad (2.52)$$

Витрата рідини, яка виходить із РК

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} V_z (2\pi r - \delta z) dr. \quad (2.53)$$

Швидкість  $V_z$  на виході з РК змінюється за законом

$$V_z = a_3 \left( r - (R_2 - Btg\alpha) \right). \quad (2.54)$$

Підставляючи до (2.45), можна отримати

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} a_3 \left( r - (R_2 - Btg\alpha) \right) (2\pi r - \delta z) dr =$$

$$= a_3 \left[ \frac{2\pi}{3} \left( R_2^3 - (R_2 - Btg\alpha)^3 \right) - \frac{\delta z}{2} \left( R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) - \right. \\ \left. - \pi R (R_2 - Btg\alpha) \left( R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) + (R_2 - Btg\alpha) \delta z (Btg\alpha) \right]. \quad (2.55)$$

Тоді

$$a_3 = \frac{Q_K}{\frac{2\pi}{3} \left( R_2^3 - (R_2 - Btg\alpha)^3 \right) - \frac{\delta z}{2} \left( R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) - \pi (R_2 - Btg\alpha) \left( R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) + R_0 \delta z}. \quad (2.56)$$

Підставивши в першу частину виразу (2.34) закони зміни колової і осьової складової швидкостей вздовж лопаті та інтегруючи, можна отримати

$$H_I = 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \int_{R_2 - Btg\alpha}^{R_2} V_{u_2} V_{z_2} r^2 dr = 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \times \\ \times \left[ \int_{R_0}^{R_2} \omega a_1 (r - R_1) a_3 Q_K (r - (R_2 - Btg\alpha)) r^2 dr - \int_{R_1}^{R_0} \omega a_1 (r - R_1) a_2 Q_K r^2 dr \right] = \\ = 2\pi \frac{\omega^2}{n} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{Q_K}{Q} a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2), \quad (2.57)$$

де

$$A_1 = \frac{R_2^5 - (R_2 - Btg\alpha)^5}{5} - \\ - \left( (R_2 - Btg\alpha) + R_1 \right) \frac{R_2^4 - (R_2 - Btg\alpha)^4}{4} +, \quad (2.58) \\ + R_1 (R_2 - Btg\alpha) \frac{R_2^3 - (R_2 - Btg\alpha)^3}{3}$$

$$A_2 = \frac{(R_2 - Btg\alpha)^4 - R_1^4}{4} - R_1 \frac{(R_2 - Btg\alpha)^3 - R_1^3}{3}. \quad (2.59)$$

Потрібно ввести функцію  $F$ , яка залежить від відносної величини висування лопаті у вільну камеру  $\bar{b} = \frac{b}{B}$  та кута  $\alpha$

$$F = f(\bar{b}, \alpha) = \bar{b} \cdot \frac{\alpha}{90}, \quad (2.60)$$

$F_1$ , яка залежить від відносних геометричних параметрів

$$\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2} \text{ і } \bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2},$$

$$F_1 = f(\bar{D}_1, \bar{\delta}, z) = \frac{a_1(a_3 A_1 - a_2 A_2)}{D_2^2} \quad (2.61)$$

і функцію  $F_2$ , яка залежить від відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  і відносної ширини РК  $\bar{b}_2$  і яка впливає на інтенсивність поздовжньо-вихрового руху в насосі,

$$F_2 = f(\bar{B}, \bar{b}_2) = \frac{Q_K}{Q}. \quad (2.62)$$

Тоді

$$H_{II2} = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z(1+F)} 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEK}} F_1 F_2 D_2^2. \quad (2.63)$$

Після підстановки отриманих виразів у (2.7) можна отримати

$$H = H_I + H_{II} = 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{mex}} \frac{F_1 F_2 D_2^2}{\left( \frac{z - 2z_1}{z} + \frac{2z_1}{z(1+F)} \right)}. \quad (2.64)$$

## Висновки до розділу 2

Унаслідок аналізу попередніх досліджень було встановлено, що найбільш доцільним способом впливу на геометрію проточної частини ВВН є зміна геометричних параметрів РК (висування лопатей у вільну камеру). Водночас враховано, що висування всіх лопатей суттєво впливає на максимально припустимий розмір перекачуваних твердих домішок у рідині. Тому запропоновано висувати у вільну камеру лише частину лопатей.

Розглянуто баланс енергій у ВВН з удосконаленою проточною частиною та зроблено висновок про можливість підвищення його ефективності завдяки використанню комбінованого робочого процесу («вихровий» + «лопатевий»).

Проаналізовано чинну математичну модель робочого процесу ВВН типу «Туро» і сформульовано спосіб її вдосконалення.

Розглянуто можливість використання різних моделей турбулентності для проведення числового розрахунку. Зроблено висновок про те, що для проведення розрахунку течії у ВВН найбільш доцільно використовувати SST-модель турбулентності. Побудовано тривимірні рідиннотільні моделі проточної частин ВВН. Проведено числовий експеримент.

На основі даних, отриманих за результатами числового експерименту, визначено характери розподілу швидкостей вздовж лопатей РК (звичайної ширини та висунутої у вільну камеру). Апроксимація епюр швидкостей дозволила уточнити математичну модель і розв'язати основне рівняння ВВН.



## РОЗДІЛ 3

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА

#### 3.1 Фізичний експеримент

Фізичний експеримент було проведено на стенді кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету за допомогою визначення інтегральних характеристик ВВН з різними робочими колесами.

##### 3.1.1 Опис експериментального стенда

З метою проведення випробувань було зібрано експериментальний випробувальний стенд, який має замкнений контур циркуляції води. Фотографію із зовнішнім виглядом стенда наведено на рисунку 3.1. Принципову гідравлічну схему експериментального стенда подано на рисунку 3.2. Основним обладнанням стенда є: насос експериментальний  $H$ , машина балансна постійного струму  $M$  (потужність до 24,5 кВт, частота обертання 0–4500 об./хв), бак герметичний  $B$  (ємність  $-20 \text{ м}^3$ ), пристрій звужувальний витратомірний  $BM$  із манометром диференціальним  $MD$ . До складу пристрою витратомірного входять діафрагма та ділянки трубопроводу, довжину яких визначено згідно з [62]. Крім основного обладнання в дослідному стенді було використано: пульти керування, основний трубопровід, допоміжний трубопровід, вимірвальна апаратура (манометри  $MN1$ ,  $MN2$ ; вакуумметр  $B$ , тахометр  $TX$ , термометр  $T$ ), керувальна апаратура (засувки  $31-35$ ; вентилі  $BH1$ ,  $BH2$ ).



Рисунок 3.1 – Експериментальний гідравлічний стенд

За допомогою вимірювальної апаратури були визначено напірну та енергетичну характеристики експериментального насоса відповідно до [63].

Під час проведення досліджень як робоче середовище було використано воду з характеристиками згідно з [3].

Вимірювальна апаратура дослідного стенда складалася з таких приладів (див. рис. 3.2):

- манометр диференційний типу *ДМП* із класом точності 0,4 (діапазон вимірювання – 0–0,6 МПа (ГОСТ 6521-72);
- манометр зразковий *МО* із класом точності 0,4 (діапазон вимірювання – 0–0,1 МПа (ГОСТ 6521-60);
- манометр зразковий *МО* із класом точності 0,15 (діапазон вимірювання – 0–0,4 МПа (ТУ 07-206-67);
- ваги загального призначення класу Г-4-1111.10 (ГОСТ 7329-82); електронний тахометр моделі ТЕСА

(ГОСТ 21339-75) із класом точності 0,02 (діапазон вимірювання від 50 до 9 999 об./хв);

– ртутний термометр (ціна поділки – 0,1 °С).

Порядок проведення досліджень, а також виконання всіх необхідних вимірювань було здійснено згідно з [3].

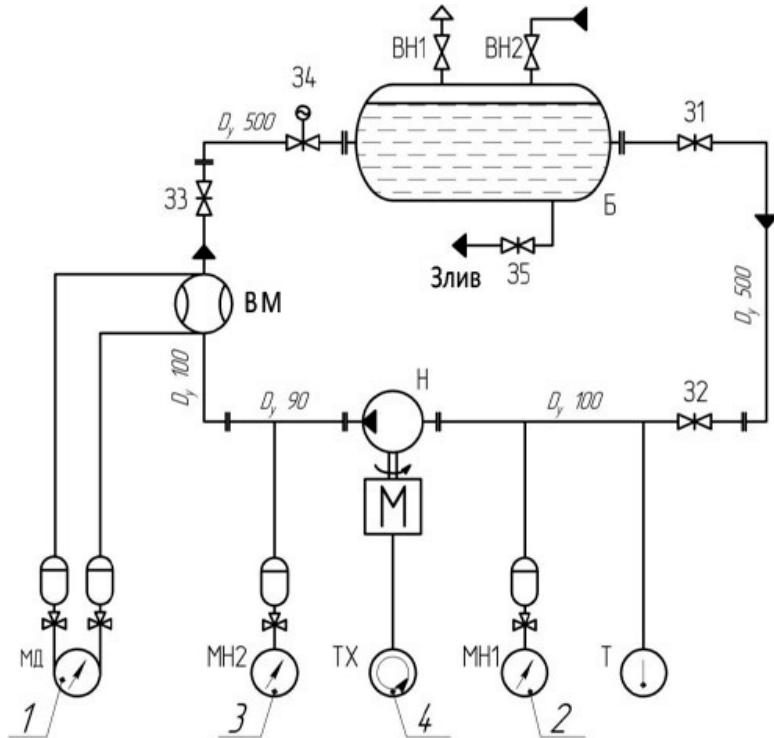


Рисунок 3.2 – Гідравлічна схема експериментального стенда

### ***3.1.2 Експериментальний насос***

Експериментальні робочі колеса (рис. 3.3) було виготовлено за допомогою зварювання деталей (втулка, диск, лопаті) з подальшим механічним обробленням.



Рисунок 3.3 – Експериментальне робоче колесо

Експериментальний насос консольного типу з осьовим підведенням робочої рідини подано на рисунку 3.4. Корпус насоса має тангенціальний вихідний патрубок. Робоче колесо розміщене в заглибленні корпусу. Вал насоса ущільнений сальником. Опорами вала слугують підшипники кочення з рідким змащуванням.

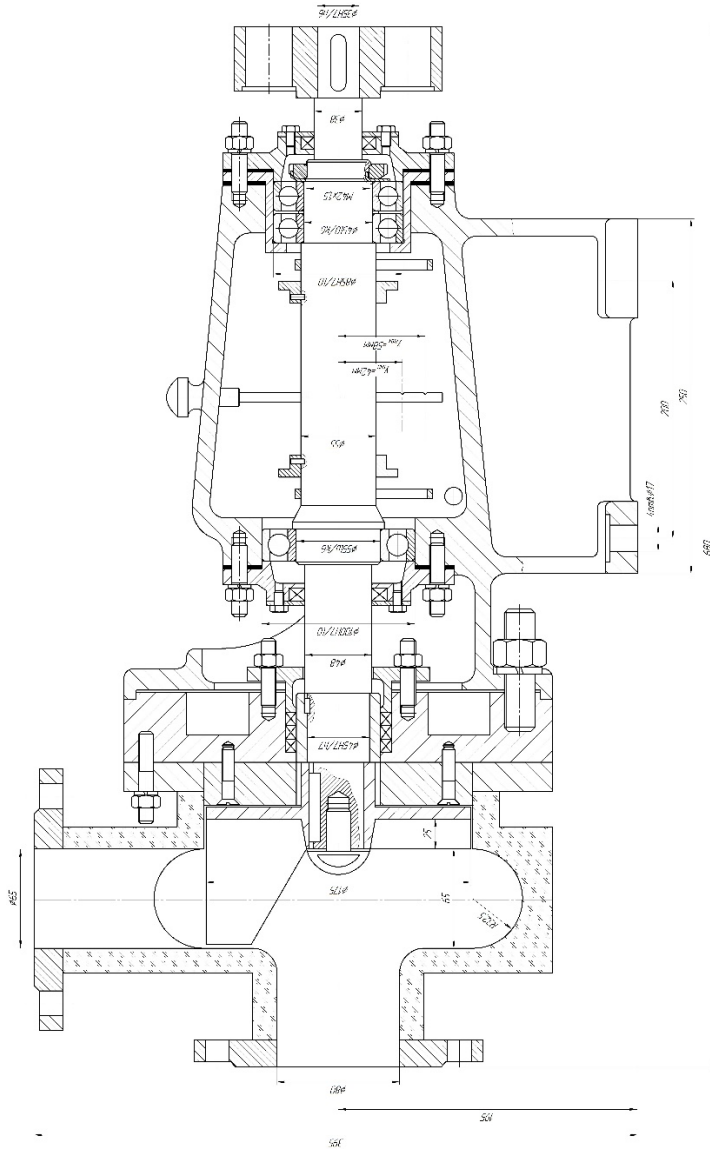


Рисунок 3.4 – Експериментальний насос

### 3.1.3 Методика проведення експерименту та оброблення результатів дослідження

Методика, за якою було проведено випробування і отримання напірної ( $H = f(Q)$ ) та енергетичної ( $N = f(Q), \eta = f(Q)$ ) характеристик ВВН, є аналогічною методиці, за якою проводять випробування відцентрових насосів [3; 64]. Подачу насоса було визначено на підставі вимірюного перепаду тиску на звужувальному пристрої (діафрагмі), що був встановлений на напірному трубопроводі, і було розраховано за формулою, м<sup>3</sup>/год

$$Q = \frac{K}{\sqrt{\Delta p}}, \quad (3.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт витрати на звужувальному пристрої (діафрагмі);

$\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі, який було виміряно за допомогою манометра диференційного, кгс/см<sup>2</sup>.

Коефіцієнт витрати діафрагми  $K$  було визначено за допомогою методу проливання вимірювальної ділянки в зібраному стані на тарирувальному стенді підприємства ПАТ «ВНДІАЕН» (м. Суми). Гранична відносна похибка тарирувального стенда становила 0,3.

Напір насоса під час проведення випробувань було визначено як різницю питомих енергій рідини на виході з насоса та на вході в насос за формулою

$$H = 0,102 \frac{P_{вих} - P_в}{\rho} + 0,0827 Q^2 \left( \frac{1}{d_{вих}^4} - d_в^4 \right), \quad (3.2)$$

де  $P_в, P_{вих}$  – показання манометрів на вході і виході насоса, кгс/см<sup>2</sup>;

$d_в, d_{вих}$  – внутрішні діаметри вхідного і вихідного трубопроводів у місцях вимірювання тиску, м.

Потужність на валу насоса було визначено за допомогою балансірної машини та розраховано за формулою

$$N = M_{кр} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{3000}, \quad (3.3)$$

де  $M_{кр}$  – крутний момент на валу двигуна, Н·м;

$l$  – довжина важеля балансірної машини, м;

$F$  – зусилля, виміряне на плечі важеля, Н;

$F_0$  – зусилля холостого ходу, Н;

$n$  – частота обертання вала, об./хв.

Довжину важеля  $l = 1,160$  м було визначено за методикою, яку застосовують на ПАТ «ВНШАЕН» (м. Суми).

К. к. д. насоса під час проведення досліджень було визначено за формулою

$$\eta = 0,981 \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}. \quad (3.4)$$

Дослідження було проведено на частоті обертання вала 1 400 об./хв і 2 300 об./хв, які потім було приведено до частоти обертання 3 000 об./хв за допомогою формул подібності:

– подача

$$Q = Q_M \cdot \frac{n}{n_M}; \quad (3.5)$$

– напір

$$H = H_M \cdot \left( \frac{n}{n_M} \right)^2; \quad (3.6)$$

– потужність

$$N = N_M \cdot \left( \frac{n}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_M}; \quad (3.7)$$

— к. к. д.

$$\eta = \eta_M. \quad (3.8)$$

### 3.1.4 Оцінювання похибки проведення експерименту

Результати будь-яких вимірювань містять у собі різні похибки. Оцінювання відхилень виміряного значення від його дійсної величини має бути виконане у процесі кожного вимірювання [65].

Розрахунок похибки вимірювання було виконано із врахуванням випадкових і систематичних похибок

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \quad \%, \quad (3.9)$$

де  $\sigma_S$  – систематична похибка вимірювань, %;

$\sigma_R$  – випадкова похибка вимірювань, %.

Систематичну похибку приладу  $\sigma_S$  можна визначити за теоремою малих вибірок

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_0^2}, \quad (3.10)$$

де  $\sigma_A$  – похибка приладу, %;

$\sigma_0$  – похибка зчитування, %.

**3.1.4.1 Випадкові похибки вимірювань.** Випадкову похибку було визначено за теоремою малих вибірок [66]. Для виключення випадкової похибки було виконано не одне, а декілька вимірювань. Необхідну кількість вимірювань на кожному етапі експерименту було визначено за рекомендаціями [65]. З метою отримання відносної похибки результатів 5–10 % за довірчої вірогідності  $\alpha = 0,9–0,95$  з урахуванням похибки Стьюдента на кінцеве число експериментів, необхідно зробити не менше ніж 5, але не більше



ніж 18 вимірювань на одному й тому самому рівні контрольованих чинників.

Для одного й того самого значення чинника найбільш вірогідне значення вимірюваної величини  $\bar{y}$  з  $n$  вимірюваннями є середньоарифметичним значенням для прийнятого «нормального» закону розподілення похибки. Воно було визначене за виразом

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (3.11)$$

де  $\bar{y}$  – найбільш вірогідне значення вимірюваного параметра;

$y_i$  – значення  $i$ -го вимірювання;

$n$  – кількість вимірювань.

Похибку вимірювань було оцінено за допомогою середньоквадратичної похибки (дисперсії відтворюваності)

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (3.12)$$

За допомогою критерію Граббса  $t = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S}$  було визначено грубі вимірювання, для яких розрахункове значення критерію перевищувало табличне  $t_{\alpha, n}$ . Після цього грубі вимірювання було виключено та знову визначено значення  $\bar{y}$  й оцінено його дисперсійну відтворюваність [66]

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n}}. \quad (3.13)$$

Довірчий інтервал для всіх величин, що були виміряні, було визначено на підставі рівня довірчої вірогідності [65]

$$\Delta \bar{y} = t_{\alpha, n} \cdot \sigma_R^2, \quad (3.14)$$

де  $t_{\alpha, n}$  – коефіцієнт Стюдента.

Для довірчої вірогідності  $\alpha = 0,95$  із кількістю вимірювань  $n = 5$  коефіцієнт становив  $t_{\alpha, n} = 2,8$ .

Кінцевий результат розрахунку було отримано у вигляді

$$y = \bar{y} \pm \Delta \bar{y}. \quad (3.15)$$

Величини випадкових похибок вимірюваних параметрів наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Величини випадкових похибок вимірювань

Вимірюваний параметр, розмірність	Надлишковий тиск на вході рм1, кПа	Надлишковий тиск на виході рм2, кПа	Різниця статичного напору на діафрагмі $\Delta p_d$ , кПа	Частота обертання $n$ , об./хв
Вимірювана величина	26,1	239	35,1	2 296
	22,3	237	34,9	2 284
	22,4	235	33,8	2 275
	22,2	241	34,9	2 291
	22,1	243	34,8	2 279
Математичне очікування	23,97	239,25	33,78	2 274,65
Середньо-квадратична похибка, $S$	0,189	1,231	0,511	1,812
Дисперсія відтворюваності, $\sigma_R$	0,079	0,495	0,198	0,795
Довірчий інтервал, $\Delta u$	0,239	1,368	0,601	2,310

**3.1.4.2 Систематичні похибки вимірювань.** Похибки вимірювань і розрахунків параметрів експериментального ВВН (напір, подача, потужність, к. к. д.) було визначено за загальноприйнятими рекомендаціями [3; 4; 63].

Закон розподілу помилок було взято нормальним, оскільки під час визначення похибок непрямих вимірювань

результати вимірювання залежать від великої кількості різних величин.

### ***Похибка визначення подачі насоса***

Відносну граничну похибку визначення подачі було визначено за виразом

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (3.16)$$

де  $\delta Q$  – відносна гранична похибка вимірювання подачі, %;

$\delta n$  – відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання, %.

Відносну похибку вимірювання частоти обертання було визначено за виразом [4]

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \quad (3.17)$$

де  $\Delta n$  – абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання, об./хв.

Відносну граничну похибку вимірювання подачі під час використання діафрагми було визначено за формулою [3]

$$\delta Q = (2\sigma_Q + \delta L), \quad (3.18)$$

де  $\sigma_Q$  – середньоквадратична відносна похибка вимірювання подачі, %;

$\delta L$  – похибка, яка виникає внаслідок зменшення довжини прямої ділянки трубопроводу перед вимірювальним пристроєм ( $\delta L = 0$ ).

Середньоквадратичну відносну похибку вимірювання подачі  $\sigma_Q$  було визначено за виразом [63]

$$\delta Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{K_{Re}}^2 + 0,25 \cdot (\sigma_{\Delta p}^2 + \sigma_\rho^2)}, \quad (3.19)$$

де  $\sigma_a$  – середньоквадратична відносна похибка визначення коефіцієнта витратомірного приладу, %;

$\sigma_{K_{Re}}$  – середньоквадратична відносна похибка визначення коефіцієнта кореляції витрати на число Рейнольдса, %;

$\sigma_{\Delta p}$  – середньоквадратична відносна похибка вимірювання перепаду тиску на витратомірному приладі, %;

$\sigma_\rho$  – середньоквадратична відносна похибка вимірювання густини рідини, %.

### **Похибка визначення напору насоса**

Відносну граничну похибку визначення напору насоса було визначено за виразом [4]

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4 \cdot \delta n^2}, \quad (3.20)$$

де  $\delta H$  – відносна гранична похибка вимірювання напору, %.

Відносну граничну похибку вимірювання напору було визначено за виразом

$$\delta H = \frac{1}{H} \left[ \left( \frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot [(\delta_{p_{M2}} \cdot p_{M2})^2 + (\delta_{p_{M1}} \cdot p_{M1})^2] + \left( \frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot (p_{M2} - p_{M1})^2 \cdot \delta \rho^2 + 0,1654^2 \cdot \left( \frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \cdot Q^4 \cdot \delta Q^2 \right]^{1/2}, \quad (3.21)$$

де  $Q$  – вимірювана подача, м<sup>3</sup>/с;

$H$  – напір насоса, м;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\delta_{p_{M1}}$  і  $\delta_{p_{M2}}$  – відносні граничні похибки приладів для вимірювання тисків на всмоктувальному та напірному патрубках насоса, %;

$p_{M1}$  і  $p_{M2}$  – показання приладів, що вимірюють тиск на всмоктувальному та напірному патрубках насоса, Па;

$d_1$  і  $d_2$  – діаметри всмоктувального та напірного трубопроводів у місцях відбирання тиску, м;

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

$\delta Q$  – відносна гранична похибка визначення подачі насоса, %.

### ***Похибка визначення споживаної потужності на валу насоса***

Відносну граничну похибку визначення потужності на валу насоса за умови використання балансірного двигуна було визначено за виразом [4]

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100\psi_F}{F}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \quad (3.22)$$

де  $\psi_F$  – межа чутливості балансірної машини, Н;

$F$  – значення вимірюваного зусилля, Н;

$\delta F$  – відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою зважувального пристрою, %;

$\delta l$  – відносна гранична похибка вимірювання плеча важеля балансірної машини, %.

### ***Похибка визначення к. к. д. насоса***

Відносну похибку визначення к. к. д. насоса було визначено за виразом [29]

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}. \quad (3.23)$$

Середньоквадратичну відносну похибку прямих і непрямих вимірювань було розраховано за виразом [4]

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2}, \quad (3.24)$$

де  $\varepsilon$  – відносна гранична похибка параметра, що вимірюється.

Похибки прямих і непрямих вимірювань, що були проведені під час експерименту, наведено в таблицях 2.2 та 2.3. Проведені розрахунки похибок результатів досліджень свідчать, що контрольні-вимірювальні засоби і методика досліджень забезпечують необхідну точність проведення випробувань.

Таблиця 3.2 – Похибки непрямих вимірювань

№ пор.	Величина, розмірність	Середній рівень значення параметра	Відносна гранична похибка, %	Припустима гранична похибка, %
1	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /с	0,017 9	0,89	2,8
2	Напір $H$ , м	19	1,11	2,9
3	Потужність $N$ , кВт	8,1	0,51	3,1
4	К. к. д. $\eta$ , %	49	1,48	4,9

Таблиця 3.3 – Похибки прямих вимірювань

№ пор.	Вимірюваний параметр, розмірність	Середній рівень значень параметра	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка	Середньоквадратична відносна похибка
1	Надлишковий тиск на вході $p_{M1}$ , кПа	23	0,3	1,59	0,79
2	Надлишковий тиск на виході $p_{M2}$ , кПа	238	0,14	0,059	0,029
3	Різниця статичного напору на діафрагмі $\Delta H$ , м	33,8	0,3	1,22	0,61
4	Частота обертання $n$ , об./хв	2500	1,9	0,091	0,051
5	Маса врівноважувального вантажу $F$ , Н	28,1	0,2	0,41	0,23
6	Довжина важеля $l$ , м	1,21	0,001	0,091	0,039
7	Температура води, °С	20	0,15	0,8	0,6

### 3.2 Вплив геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

З метою виявлення впливу геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса на експериментальному стенді було проведено серію випробувань, у якій відвід насоса залишався незмінним, а робочі колеса були виготовлені із різним співвідношенням геометричних параметрів. Під час проведення досліджень варіювались:

– кількість лопатей, висунутих у вільну камеру насоса  $z_1$  ( $z_1 = 0, 2, 3, 4$ );



- величина висування лопатей у вільну камеру  
 $\bar{b} = \frac{b}{B}$  (рис. 3.5);
- кут нахилу вхідної кромки лопаті  $\alpha$  (рис. 3.5).

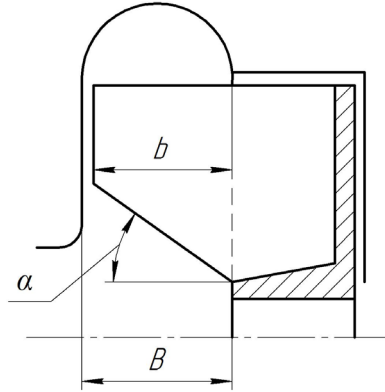


Рисунок 3.5 – Геометричні параметри  
робочого колеса

Отримані експериментальні дані (рис. 3.6–3.8) свідчать, що зі збільшенням числа лопатей, висунутих у вільну камеру, відбувається зростання напору насоса та його к. к. д., а оптимальний режим роботи зміщується в бік більших значень подач.

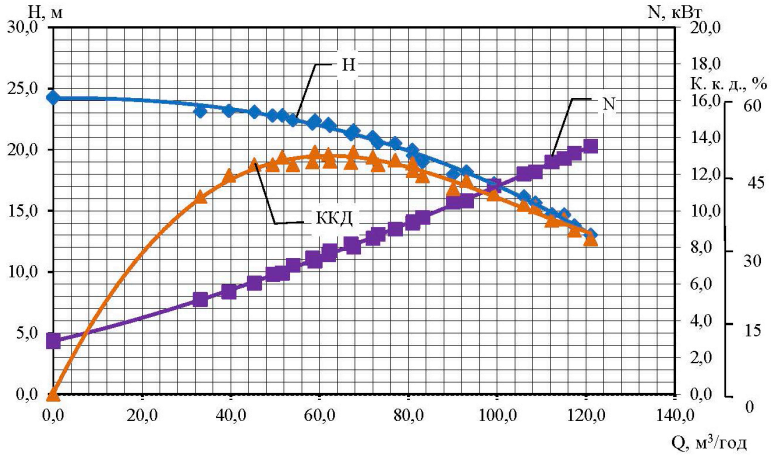


Рисунок 3.6 – Характеристика експериментального насоса з лопатями звичайного виконання ( $z_1 = 0$ )

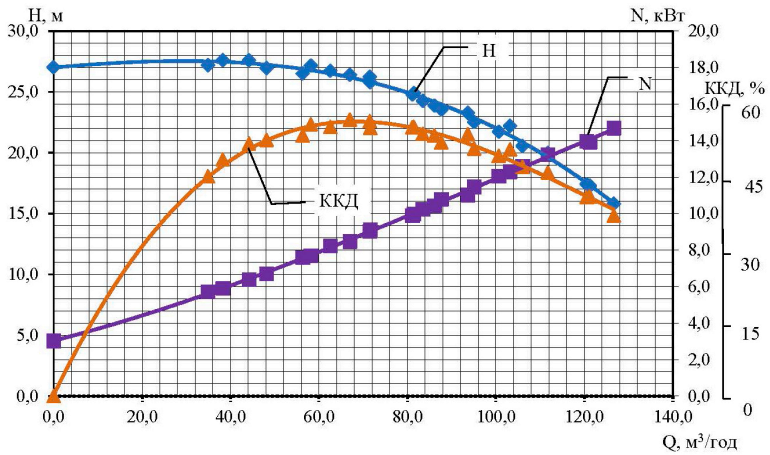


Рисунок 3.7 – Характеристика експериментального насоса із двома висунутими лопатями ( $z_1 = 2$ )

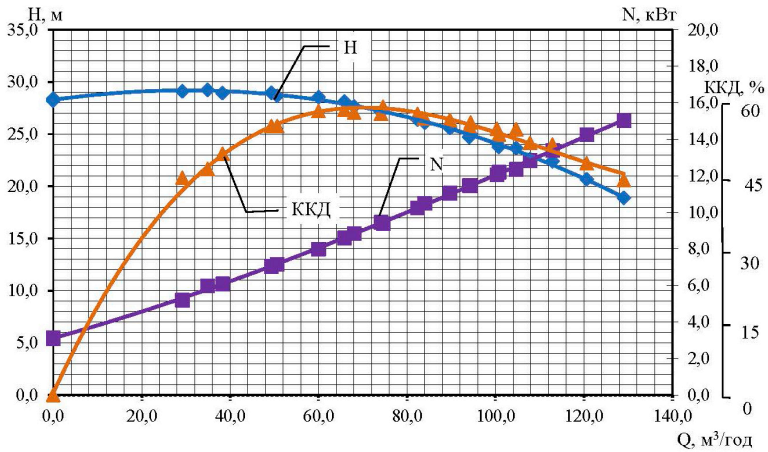


Рисунок 3.8 – Характеристика експериментального насоса з чотирма висунутими лопатями ( $z_1 = 4$ )

На рисунку 3.9 наведені залежності  $\bar{H}_{opt} = \frac{H'_{opt}}{H_{opt}}$

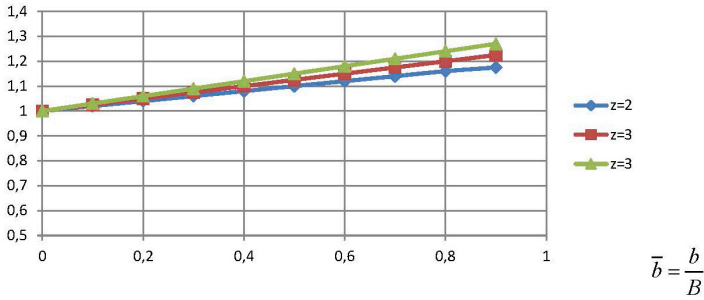
( $H_{opt}$  – оптимальне значення напору в насосі з лопатями звичайної довжини, тобто за  $b = 0$ ,  $H'_{opt}$  – оптимальне значення напору в насосі з висунутими лопатями),  $\bar{\eta}_{opt} = \frac{\eta'_{opt}}{\eta_{opt}}$

та  $\bar{Q}_{opt} = \frac{Q'_{opt}}{Q_{opt}}$  від відносної величини висунання лопатей

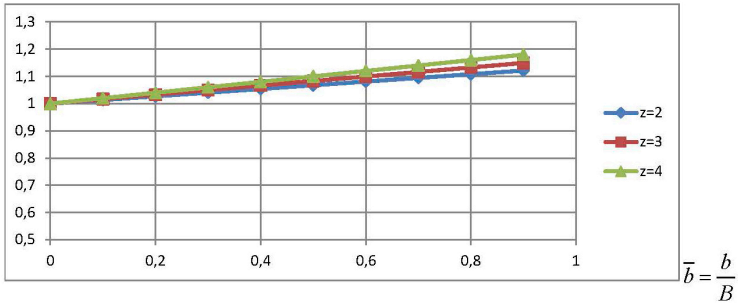
$\bar{b} = \frac{b}{B}$ . Аналіз отриманих результатів дозволяє стверджу-

вати, що зі збільшенням параметра  $\bar{b} = \frac{b}{B}$  відбувається зростання оптимальних значень подачі, напору та к. к. д. насоса, причому таке зростання є практично лінійним і залежить від кількості висунутих лопатей.

$$\bar{H}_{omn} = \frac{H'_{omn}}{H_{omn}}$$



$$\bar{\eta}_{omn} = \frac{\eta'_{omn}}{\eta_{omn}}$$



$$\bar{Q}_{omn} = \frac{Q'_{omn}}{Q_{omn}}$$

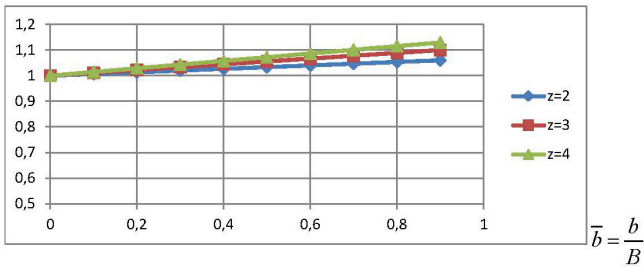
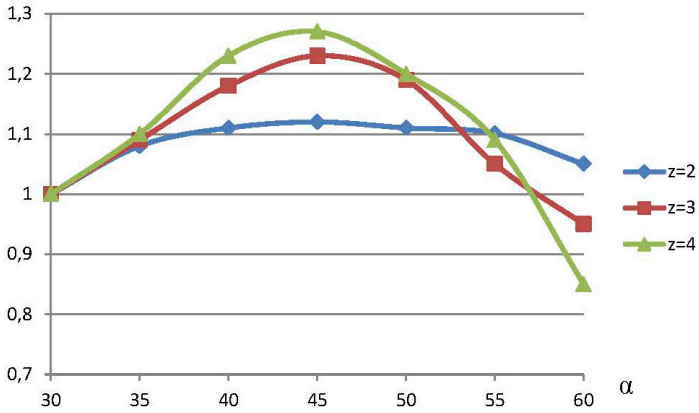


Рисунок 3.9 – Вплив параметра  $\bar{b}$  на характеристики насоса ( $\alpha = 45^\circ$ )

$$\bar{\eta}_{omn} = \frac{\eta'_{omn}}{\eta_{omn}}$$



$$\bar{Q}_{omn} = \frac{Q'_{omn}}{Q_{omn}}$$

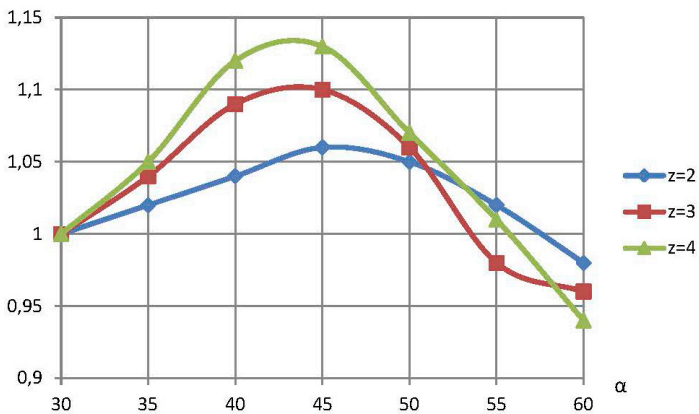


Рисунок 3.10 – Вплив кута встановлення входної кромки лопаті  $\alpha$  на характеристики насоса ( $\bar{b} = 0,95$ )

Для встановлення залежності кута нахилу вхідної кромки лопаті робочого колеса  $\alpha$  на характеристики насоса було проведено дослідження робочих коліс із різними кутами  $\alpha$  в діапазоні від  $30^\circ$  до  $60^\circ$ . Як можна бачити з результатів досліджень (рис. 3.10), отримані залежності мають чітко виражений оптимум, який є в межах  $40\text{--}50^\circ$ . Причому зменшення величини кута  $\alpha$  дає гірший результат, ніж його збільшення. Такий результат можна пояснити тим, що в разі зменшення кута встановлення вхідної кромки робочого колеса зростає стискування потоку на вході та зростають ударні втрати, що відповідно призводить до зменшення к. к. д. та зміщення оптимуму з подачі в бік менших значень.

### **3.3 Порівняння результатів числового та фізичного експериментів**

На рисунку 3.11 наведено порівняльні інтегральні характеристики насоса, отримані за результатами числового дослідження і за результатами досліджень на експериментальному стенді. У цьому разі можна стверджувати про адекватність припущень, висунутих під час розроблення математичної моделі та проведення числового експерименту.

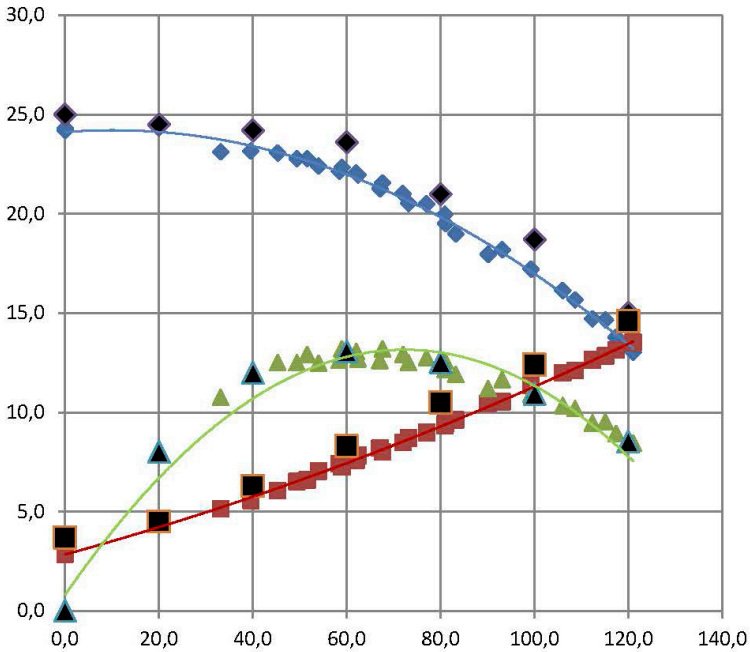


Рисунок 3.11 – Порівняння характеристик досліджуваного насоса, отриманих за результатами числового та фізичного експериментів

### Висновки до розділу 3

У розділі детально описано експериментальний стенд для дослідження робочого процесу експериментального насоса. Наведено гідравлічну схему експериментального стенда, на якій позначені основні елементи установки та вимірювальні прилади.

Для проведення фізичного експерименту виготовлені експериментальні робочі колеса з різними комбінаціями геометричних параметрів (кількість лопатей, ширина лопатей). Отримані напірні та енергетичні характеристики досліджуваного експериментального насоса.

Відповідно до поставлених цілей і завдань описано програму і методику проведення експериментальних досліджень дослідного зразка ВВН типу «Туго». Наведено методику оброблення результатів дослідження та визначення похибок вимірювань (випадкових і систематичних).

Під час аналізу результатів експериментальних досліджень підтверджено вплив співвідношення геометричних параметрів робочого колеса ВВН вдосконаленої конструкції на робочі характеристики насоса і встановлені оптимальні значення кількості лопатей, висунутих у вільну камеру ( $z_1 = 2-4$ ), та кута нахилу їхньої вхідної кромки ( $\alpha = 40-50^\circ$ ).

Порівняння результатів розрахунку та числового і фізичного експериментів дає підстави стверджувати про адекватність припущень, прийнятих під час розроблення математичної моделі та проведення числового експерименту.



## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ.

### ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ

### РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

#### 4.1 Методичні рекомендації щодо проєктування вільновихрових насосів із робочим колесом, яке має видовжені лопаті

На основі попередніх досліджень [5, 20, 21, 29, 32] з урахуванням результатів, отриманих у цій роботі, можна сформулювати такі рекомендації щодо вибору оптимальних геометричних параметрів робочого колеса ВВН під час проєктування його проєктного розрахунку:

– РК із прямими радіальними лопатями як найбільш технологічне під час виготовлення;

– відносне значення діаметра входу РК –  $\overline{D}_1 = 0,15-0,25$ ;

– відносна ширина лопаті колеса на виході –  $\overline{b}_2 = 0,14-0,2$ ;

– число лопатей –  $z = 10$  або  $12$ ;

– кількість лопатей, висунутих у вільну камеру, –  $z_1 = 2, 3, 4$ ;

– кут нахилу вхідної кромки РК –  $\alpha = 40-50^\circ$ .

Методика розрахунку рекомендована під час проєктування ВВН типу «Туго» і може бути використана в діапазоні коефіцієнтів швидкохідності  $n_s = 60-180$ .

Розрахунок полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини за заданими параметрами насоса.

**Порядок розрахунку насоса**

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (4.1)$$

2 Задають величину відносного висування лопатей у вільну камеру  $\bar{b} = \frac{b}{B} = 0-0,95$ , кутом нахилу вхідної кромки РК  $\alpha = 40-50^\circ$  та визначають параметр  $F$

$$F = \bar{b} \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}. \quad (4.2)$$

3 За графіком (рис. 4.1) визначають к. к. д. і відносну ширину вільної камери  $\eta = f(n_s, F)$ ,  $\bar{B} = f(n_s)$ .

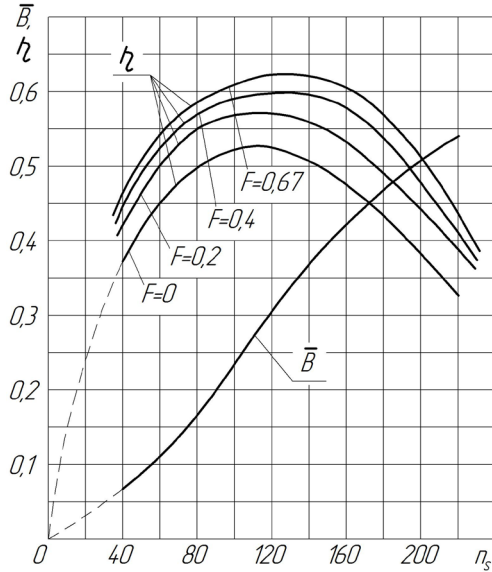


Рисунок 4.1 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери від  $n_s$  і  $F$

4 На підставі рекомендацій задають співвідношення розмірів РК:  $\overline{D}_1, \overline{b}_2, z, z_1, \overline{\delta}$ .

5 Визначають зовнішній діаметр РК, використовуючи вираз

$$D_2 = \frac{A}{n} \sqrt{H} \left( \frac{z - 2z_1}{z} + \frac{2z_1}{z(1+F)} \right), \quad (4.3)$$

де  $A = \left[ \frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2}$ ;

$\eta_{\text{мех}}$  – механічний к. к. д. насоса;

$K$  – постійний коефіцієнт ( $K = 7,023 \cdot 10^{-3}$ );

$F_1$  – функцію, яка враховує вплив відносних розмірів РК, визначають у розрахунковий спосіб або за графічною залежністю (рис. 4.2) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК;

$F_2$  – функцію, яка враховує вплив відносних розмірів відводу, визначають за графіком залежно від співвідношення  $\bar{B}/\bar{b}_2$  (рис. 4.3);

$n$  – частота обертання РК, об./хв.

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери

$$B = \bar{B} \cdot D_2.$$

7 Обчислюють геометричні розміри РК

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \delta = \bar{\delta} \cdot D_2; b = \bar{b} \cdot B.$$

8 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу.

9 Розраховують діаметр входу в насос.

10 Визначають потужність на валу насоса, кВт

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}.$$

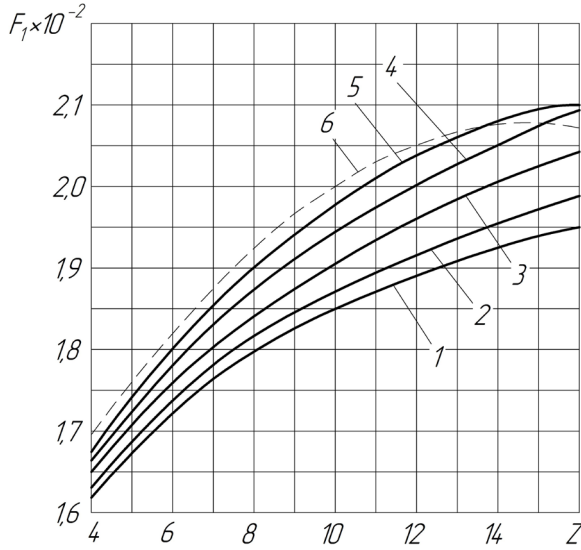


Рисунок 4.2 – Залежність функції  $F_1$  від числа лопатей РК за  $\overline{D}_1 = 0,2$  :  
 1 –  $\bar{\delta} = 0,005$ ; 2 –  $\bar{\delta} = 0,01$ ; 3 –  $\bar{\delta} = 0,02$ ; 4 –  $\bar{\delta} = 0,03$ ;  
 5 –  $\bar{\delta} = 0,04$ ; 6 –  $\bar{\delta} = 0,05$

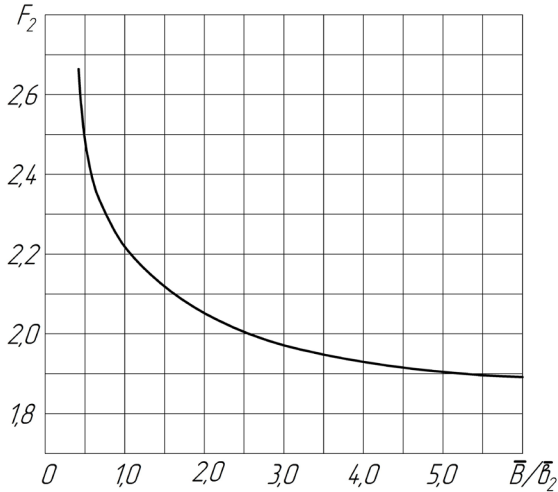


Рисунок 4.3 – Залежність функції  $F_2$  від числа співвідношення  $\bar{B}/\bar{b}_2$

#### 4.2 Методичні рекомендації щодо вдосконалення наявних вільновихрових насосів завдяки немодельній зміні геометрії проточної частини насоса

У практиці досить часто постає питання щодо зміни робочих параметрів насоса, яке можна отримати за допомогою зміни геометрії проточної частини. Для спрощення перерахунків робочих параметрів із моделі (ВВН з лопатями звичайної довжини) на натурний насос (ВВН з видовженими лопатями) було запропоновано використовувати коригувальні коефіцієнти: коригувальний коефіцієнт подачі  $K_Q$ , коригувальний коефіцієнт напору  $K_H$ , коригувальний коефіцієнт к. к. д.  $K_\eta$ .

Для визначення параметрів натурального насоса ( $Q_H$ ,  $H_H$ ,  $\eta_H$ ) за наявності даних про модельний насос необхідно застосовувати такі вирази:

$$Q_H = (1 + K_Q) \cdot Q_{M\ onm} ; \quad (4.4)$$

$$H_H = (1 + K_H) \cdot H_{M\ onm} ; \quad (4.5)$$

$$\eta_H = (1 + K_\eta) \cdot \eta_{M\ onm} , \quad (4.6)$$

де  $Q_{M\ onm}$  – подача модельного насоса за максимального значення к. к. д. (оптимальна подача);

$H_{M\ onm}$  – напір модельного насоса за оптимальної подачі;

$\eta_{M\ onm}$  – к. к. д. модельного насоса за оптимальної подачі.

Розрахункове значення потужності одночасно розраховують за формулою

$$N_H = \frac{Q_H \rho g H_H}{\eta_H} . \quad (4.7)$$

Визначення коригувальних коефіцієнтів було проведено за допомогою виконання інтерполяційного завдання під час планування багатofакторних експериментів, що дозволило отримати окремі оцінки впливу кожного чинника [67–70].

На основі аналізу апріорної інформації було обрано чинники, що впливають на функцію відклику, їхні рівні та інтервали варіювання.

Першим етапом планування є отримання лінійної моделі, що передбачає варіювання чинників на двох рівнях: верхньому та нижньому, які є симетричними щодо центру плану (основного рівня). Верхній і нижній рівні чинника визначають за допомогою додавання до основного рівня та віднімання значення інтервалу варіювання для кожного з чинників (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Чинники, рівні та інтервали варіювання

Чинники	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні чинників		
			Нижній	Основний	Верхній
$Z_1$ – кількість лопатей робочого колеса звичайної довжини	$x_1$	2	4	6	8
$Z_2$ – кількість видовжених лопатей робочого колеса	$x_2$	2	2	3	4
$\bar{b}$ – відносне видовження лопаті	$x_3$	0,2	0,2	0,4	0,8
$\alpha$ – кут нахилу вхідної кромки видовженої лопаті	$x_4$	15	30	45	60

Математична модель, виражена функцією відклику, для чотирьох чинників апроксимована лінійним поліномом

$$\begin{aligned}
 y = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + \\
 & + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{123}x_1x_2x_3 + \\
 & + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{1234}x_1x_2x_3x_4,
 \end{aligned} \quad (4.8)$$



де  $x_i$  – незалежні змінні чинники;

$b_i$  – вибіркові коефіцієнти регресії за відповідних змінних.

Факторний експеримент здійснюють за допомогою матриці планування, у якій використовують кодовані значення чинників, які є більш зручними для запису умов експерименту й оброблення експериментальних даних. У кодованому вигляді верхній рівень позначають «+», нижній – «-», основний – «0». Кодоване значення чинника  $x_i$  визначають за виразом

$$x_i = \frac{x_i^c - x_i^o}{\varepsilon_i}, \quad (4.9)$$

де  $x_i^c$  – натуральне значення  $i$ -го чинника;

$x_i^o$  – натуральне значення основного рівня  $i$ -го чинника;

$\varepsilon_i$  – інтервал варіювання  $i$ -го чинника.

Для побудови матриці центрального композиційного планування першого порядку необхідно виділити такі дані (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Дані для побудови матриці центрального композиційного планування

Кількість чинників	«Ядро» плану	Число точок «ядра»	Число нульових точок	Загальна кількість дослідів
$k$	$2^k$	$n_{\text{я}}$	$n_0$	$N$
4	$2^4$	16	7	23

Матриця планування наведена в таблиці 4.3. Число рядків у матриці дорівнює кількості дослідів. Значення фу-

нкцій відклику, отримані під час виконання дослідів, позначені  $y_Q$ ,  $y_H$ ,  $y_\eta$  – для визначення коригувальних коефіцієнтів подачі, напору і к. к. д. відповідно. Дані для розрахунку коригувальних коефіцієнтів фіксувалися паралельно.

Таблиця 4.3 – Матриця планування та результати дослідів експерименту

Номер дослідів	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$y_{Qi}$	$y_{Hi}$	$y_{\eta i}$
1	+	+	+	+	+	13,921	19,220	9,213
2	+	-	+	+	+	10,396	12,226	10,576
3	+	+	-	+	+	11,447	24,267	21,789
4	+	-	-	+	+	9,604	16,661	18,235
5	+	+	+	-	+	13,954	22,219	11,568
6	+	-	+	-	+	10,510	13,896	19,571
7	+	+	-	-	+	11,318	27,849	9,162
8	+	-	-	-	+	9,329	18,800	14,396
9	+	+	+	+	-	13,048	18,125	14,758
10	+	-	+	+	-	10,494	11,899	10,008
11	+	+	-	+	-	11,059	21,708	16,669
12	+	-	-	+	-	9,620	15,602	18,297
13	+	+	+	-	-	13,129	20,741	13,781
14	+	-	+	-	-	10,299	13,917	9,881
15	+	+	-	-	-	11,059	25,574	18,209
16	+	-	-	-	-	9,297	17,173	15,739

Матриця містить стовпчик фіктивної змінної  $x_0$ , яку використовують для оцінювання вільного члену  $b_0$ .

Після проведення експерименту були обчислені коефіцієнти регресії математичної моделі

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j, \quad (4.10)$$

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} y_j, \quad (4.11)$$

$$b_{il} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} y_j, \quad (4.12)$$

де  $i, l$  – номери чинників;

$j$  – номер рядка або дослідів в матриці планування;

$y_i$  – значення параметра в  $j$ -му досліді;

$x_{ij}, x_{lj}$  – кодовані значення ( $\pm 1$ ) чинників  $i$  та  $l$  у  $j$ -му досліді.

Після підстановки отриманих коефіцієнтів регресії можна отримати вирази для визначення:

– коригувального коефіцієнта подачі  $K_Q$  :

$$\begin{aligned} y(K_Q) = & 0,1117 + (12,2 \cdot x_1 + 8,14x_2 + 0,9 \cdot x_3 + \\ & + 1,9 \cdot x_4 + 3,1 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,1 \cdot x_1 \cdot x_4 - \\ & - 1,5 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,7 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,1 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + \\ & + 0,7 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,2 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 - 0,3 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-4}; \end{aligned} \quad (4.13)$$

– коригувального коефіцієнта напору  $K_H$  :

$$\begin{aligned} y(K_H) = & 0,1358 + (37,2 \cdot x_1 - 22,1 \cdot x_2 - 12,3 \cdot x_3 + \\ & + 5,9 \cdot x_4 - 1,7 \cdot x_1 \cdot x_2 - 4,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 1,9 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,8 \cdot x_2 \cdot x_3 - \\ & - 3,1 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,5 \cdot x_3 \cdot x_4 + 1,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,2 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + \\ & + 0,3 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,2 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 - 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3}; \end{aligned} \quad (4.14)$$

– коригувального коефіцієнта к. к. д.  $K_\eta$ :

$$\begin{aligned}
 y(K_\eta) = & 0,1831 + (10,3 \cdot x_1 - 19,1 \cdot x_2 + 2,9 \cdot x_3 + 1,3 \cdot x_4 - \\
 & - 8,6 \cdot x_1 \cdot x_2 - 2,7 \cdot x_1 \cdot x_3 - 1,5 \cdot x_1 \cdot x_4 + 5,4 \cdot x_2 \cdot x_3 + \\
 & + 4,9 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,1 \cdot x_3 \cdot x_4 + 2,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 - \\
 & - 0,8 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,3 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\
 & + 0,3 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3}.
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

Для перевірки адекватності отриманих рівнянь і визначення дисперсії коефіцієнтів за результатами сімох дослідів, проведених у «центрі» плану (табл. 4.4), було визначено величину дисперсії  $s_y^2$  відтворюваності експерименту.

Таблиця 4.4 – Результати дослідів у «центрі» плану

Номер дослідів	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$y_{Qi}$	$y_{Hi}$	$y_{\eta i}$
1	+	0	0	0	0	10,954	13,219	16,568
2	+	0	0	0	0	10,510	13,896	16,571
3	+	0	0	0	0	10,318	13,849	16,162
4	+	0	0	0	0	10,329	13,800	16,396
5	+	0	0	0	0	10,048	13,125	16,758
6	+	0	0	0	0	10,494	13,899	16,008
7	+	0	0	0	0	10,059	13,708	16,669

Середнє арифметичне значення параметра  $\bar{y}$  у «центрі» плану

$$\bar{y} = \frac{1}{n_0} \sum_{u=1}^{n_0=7} y_u, \tag{4.16}$$

де  $y_u$  –  $u$ -й результат дослідів у «центрі» плану;

$n_0$  – число нульових точок.

Отримано

$$\bar{y}(K_Q) = 10,387 \cdot 10^{-5},$$

$$\bar{y}(K_H) = 13,642 \cdot 10^{-5},$$

$$\bar{y}(K_\eta) = 16,447 \cdot 10^{-5}.$$

Дисперсії відтворюваності експерименту можна визначити за формулою

$$s_y^2 = \frac{1}{n_0 - 1} \sum_{u=1}^{n_0=7} (y_u - \bar{y})^2. \quad (4.17)$$

Отримано

$$s_{y(K_Q)}^2 = 1,6 \cdot 10^{-8},$$

$$s_{y(K_H)}^2 = 2,1 \cdot 10^{-7},$$

$$s_{y(K_\eta)}^2 = 1,9 \cdot 10^{-7}.$$

Потрібно порівняти між собою помилку експерименту  $s_y = \sqrt{s_y^2}$  з різницею значення параметра  $\bar{y}$  у «центрі» плану та величиною вільного члена  $b_0$ .

$$|\bar{y}(K_Q) - b_0| = 1,02 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_Q)} = \sqrt{s_{y(K_Q)}^2} = \sqrt{1,6 \cdot 10^{-8}} = 1,26 \cdot 10^{-4};$$

$$|\bar{y}(K_H) - b_0| = 2,7 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_H)} = \sqrt{s_{y(K_H)}^2} = \sqrt{2,1 \cdot 10^{-7}} = 4,58 \cdot 10^{-4};$$

$$|\bar{y}(K_\eta) - b_0| = 1,9 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_\eta)} = \sqrt{s_{y(K_\eta)}^2} = \sqrt{1,9 \cdot 10^{-7}} = 4,36 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки різниця  $|\bar{y} - b_0|$  не перевищує помилку експерименту  $s_y$ , то досліджувана залежність із достатньою точністю може бути апроксимована лінійними рівняннями регресії.

Потрібно провести перевірку значущості коефіцієнтів регресії за допомогою порівняння їхньої абсолютної величини з довірчим інтервалом. Для визначення останнього потрібно розрахувати дисперсії коефіцієнтів

$$s^2 \{b_i\} = \frac{s_y^2}{N}. \quad (4.18)$$

Отримано:

– для коригувального коефіцієнта подачі  
 $s^2 \{b_i\} = 9 \cdot 10^{-10};$

– для коригувального коефіцієнта напору  
 $s^2 \{b_i\} = 2,1 \cdot 10^{-7};$

– для коригувального коефіцієнта к. к. д.  
 $s^2 \{b_i\} = 3,5 \cdot 10^{-8}.$

Довірчий інтервал для коефіцієнтів регресії

$$\Delta b_i = \pm t_T s \{b_i\}, \quad (4.19)$$

де  $t_T$  – табличне значення критерію за прийнятого рівня значущості та числа ступенів свободи  $f$ ;

$s \{b_i\}$  – помилка під час визначення  $i$ -го коефіцієнта регресії,  $s \{b_i\} = \sqrt{s^2 \{b_i\}}$ .

За відсутності дублювання дослідів число ступенів свободи  $f = n_0 - 1 = 7 - 1 = 6$ . Тоді значення критерію  $t_T$  за 5 %-го рівня значущості дорівнює 2,45.

Значення довірчого інтервалу:

– для коригувального коефіцієнта подачі  
 $\Delta b_i = \pm 0,000084;$

– для коригувального коефіцієнта напору  
 $\Delta b_i = \pm 0,00097;$

– для коригувального коефіцієнта ККД  
 $\Delta b_i = \pm 0,00071$ .

Отримані довірчі інтервали дають можливість виключити з рівнянь регресії так звані статистично незначущі коефіцієнти (коефіцієнти, абсолютна величина яких є меншою за відповідний довірчий інтервал). Отже, можемо знехтувати такими коефіцієнтами:

– для коригувального коефіцієнта подачі  
 $b_3 = 0,00005$ ,  $b_{13} = -0,00003$ ,  $b_{23} = -0,00006$ ,  $b_{34} = -0,00002$ ,  
 $b_{123} = 0,00002$ ,  $b_{124} = 0,00006$ ,  $b_{134} = 0,00003$ ,  
 $b_{234} = -0,00002$ ,  $b_{1234} = 0,00001$ ;

– для коригувального коефіцієнта напору  
 $b_{34} = -0,0002$ ,  $b_{123} = 0,00009$ ,  $b_{134} = 0,0001$ ,  $b_{234} = 0,0002$ ;

– для коригувального коефіцієнта к. к. д.  
 $b_3 = -0,00008$ ,  $b_{13} = -0,00002$ ,  $b_{23} = -0,00009$ ,  $b_{34} = 0,00003$ ,  
 $b_{123} = 0,00002$ ,  $b_{124} = 0,00005$ ,  $b_{134} = -0,00001$ ,  
 $b_{234} = 0,00007$ ,  $b_{1234} = 0,00004$ .

Отже, математичні моделі, отримані внаслідок планування першого порядку набувають вигляду

$$y(K_Q) = 0,01115 + (11,2 \cdot x_1 + 7,9 \cdot x_2 + 2,8 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,9 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,9 \cdot x_2 \cdot x_4) \cdot 10^{-4}; \quad (4.20)$$

$$y(K_H) = 0,1921 + (29,3 \cdot x_1 - 19,8 \cdot x_2 - 13,4 \cdot x_3 + 6,9 \cdot x_4 - 2,1 \cdot x_1 \cdot x_2 - 4,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,5 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,9 \cdot x_2 \cdot x_3 - 3,5 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,8 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 - 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3}; \quad (4.21)$$

$$y(K_\eta) = 0,0129 + (0,7 \cdot x_1 - 5,2 \cdot x_2 + 4,3 \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,2 \cdot x_1 \cdot x_4 - 0,2 \cdot x_2 \cdot x_4) \cdot 10^{-4}. \quad (4.22)$$

Для перевірки адекватності отриманих моделей необхідно визначити величини критеріїв Фішера (F-критерій) і порівняти їх із табличними значеннями. Розрахунковий F-критерій потрібно знайти за виразом

$$F_P = \frac{s_{ao}^2}{s_y^2}, \quad (4.23)$$

де  $s_{ao}^2$  – дисперсія адекватності, що визначають за формулою

$$s_{ao}^2 = \frac{s_R}{N - (k + 1)}, \quad (4.24)$$

де  $s_R$  – залишкова сума квадратів відхилень розрахункових  $y_i$  значень функції відклику від однойменних експериментальних  $y_i$

$$s_R = \sum_{j=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2. \quad (4.25)$$

Результати обчислень потрібно звести до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахункові величини для перевірки адекватності моделі

Величина	$s_R$	$s_{ao}^2$	$F_P$
$y(K_Q)$	$3,08 \cdot 10^{-6}$	$0,18 \cdot 10^{-6}$	0,91
$y(K_H)$	$6,2 \cdot 10^{-5}$	$0,39 \cdot 10^{-5}$	1,56
$y(K_\eta)$	$2,75 \cdot 10^{-6}$	$0,21 \cdot 10^{-6}$	0,74



Табличне значення критерію Фішера за 5%-го рівня значущості та числах ступенів свободи для чисельника 18 та знаменника 3 дорівнює 3,9. Оскільки  $F_p < F_T$ , то для прийнятого рівня значущості та відповідних чисел ступенів свободи моделі вважають адекватними.

Вигляд рівнянь (4.20–4.22) є незручним для інтерпретації отриманих результатів і проведення практичних розрахунків, тому перетворюємо їх із кодованих значень до натуральних значень чинників

$$\begin{aligned}x_1 &= \frac{z_1 - 6}{2}; \\x_2 &= \frac{z_2 - 3}{2}; \\x_3 &= \frac{\bar{b} - 0,4}{0,2}; \\x_4 &= \frac{\alpha - 45}{15}.\end{aligned}$$

Після проведення декодування відповідних величин математичні моделі набувають вигляду

$$\begin{aligned}K_Q &= 1,21 \cdot 10^{-2} - 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 - 2,31 \cdot 10^{-4} \cdot z_2 - \\&\quad - 2,12 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,37 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 \cdot z_2 + \\&\quad + 3,02 \cdot 10^{-3} \cdot z_1 \cdot \bar{b} + 1,84 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 \cdot \bar{b};\end{aligned}\quad (4.26)$$

$$\begin{aligned}K_H &= 4,89 \cdot 10^{-2} + 6,7 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 + 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 - \\&\quad - 2,13 \cdot 10^{-2} \bar{b} + (0,048 \cdot \bar{b} - 0,158 \cdot \alpha - 1,73 \cdot 10^{-4} \cdot z_2) \cdot z_1 + \\&\quad + (0,063 \cdot \bar{b} - 0,048 \cdot \alpha) \cdot z_2;\end{aligned}\quad (4.27)$$

$$\begin{aligned}K_\eta &= 0,98 \cdot 10^{-2} - 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 - 1,63 \cdot 10^{-4} \cdot z_2 - \\&\quad - 3,77 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,68 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 \cdot z_2 + 1,06 \cdot 10^{-3} \cdot z_1 \cdot \bar{b} + \\&\quad + 2,34 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 \cdot \bar{b}.\end{aligned}\quad (4.28)$$

### 4.3 Оцінювання технічного рівня

#### 4.3.1 Номенклатура показників якості насосного обладнання

Під час визначення рівня якості насосного обладнання необхідно визначитися з номенклатурою показників якості, які повинні бути однаковими для оцінюваного виробу та базового зразка.

Під час вибору показників якості за основу були взяті вимоги нормативних документів [74–78]. Крім того, було враховано рекомендації [79–80].

У такий спосіб було встановлено таку номенклатуру показників якості для динамічного насоса:

1) показники призначення:

- подача;
- напір;
- частота обертання;

2) показники технічної та енергетичної ефективності:

- коефіцієнт корисної дії;
- допустимий кавітаційний запас;
- індекс енергетичної ефективності;

3) показники конструктивні та технологічні:

- маса;

4) показники надійності: установлений ресурс (до капітального ремонту або до списання).

Отже, визначити узагальнені рівні якості динамічного насоса за допомогою головного показника, який характеризував би даний виріб, є неможливим. Тому вказані показники рекомендовано визначати за допомогою середніх зважених показників.

### 4.3.2 Метод визначення рівня якості насосного обладнання

Для визначення рівня якості насосного обладнання рекомендовано використовувати метод Харінгтона (метод «бажаної функції»), який було запропоновано в роботі [81] для оцінювання якості продукції за одним основним показником, який характеризує якість оцінюваної продукції

$$d = e^{-(e^{-y'})}, \quad (4.29)$$

де  $d$  – безрозмірна величина;

$e$  – основа натурального логарифма;

$y'$  – еквівалент натурального значення в оцінюваного показника якості.

Перевага цього методу полягає в тому, що натуральні значення показників із різною розмірністю математично перетворюють у безрозмірні величини, які мають якісний зміст і дають кількісну оцінку рівня показника щодо гранично припустимих його значень. Використовуючи величини  $d$ , розраховані для кожного показника, можна виконувати будь-які математичні операції для комплексного оцінювання якості досліджуваного об'єкта.

Проте цей метод має й такі певні недоліки:

- суб'єктивне встановлення номінального і кращого граничних значень рівня якості;

- невзяття до уваги всієї сукупності натуральних значень показника, притаманних даному класу продукції, що призводить до викривлення оцінки комплексного (узагальненого) показника [82].

Критерії оцінювання значень узагальненого показника рівня якості насосного обладнання наведено в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Критерії оцінювання узагальненого показника

Оцінка	Діапазон зміни значень узагальненого показника
Дуже добре	1–0,80
Добре	0,80–0,63
Задовільно	0,63–0,37
Погано	0,37–0,20
Дуже погано	0,20 і нижче

Для розрахунку узагальненого показника рівня якості насосного обладнання запропоновано використати метод, розроблений автором роботи [83]. Цей метод відповідає всім критеріям, висунутим до методів визначення узагальненого показника:

1) необхідно, щоб метод передбачав урахування нелінійної зміни ефекту в разі зміни різних параметрів, що розглядають;

2) необхідно передбачити спільне врахування не одного, а декількох параметрів;

3) бажано, щоб врахування впливу кожного з параметрів було незалежним. Для цього необхідно, щоб кожний із параметрів можна було вводити і виводити з формули (під час кількісного оцінювання), не порушуючи цілісності розрахунку;

4) бажано, щоб власні помилки методу були мінімальними.

$$D = \sum_{i=1}^m \gamma_i \sqrt{\prod_{i=1}^m d_i^{\gamma_i}}, \quad (4.30)$$

де  $\gamma_i$  – параметр вагомості  $i$ -ї бажаності;

$m$  – загальна кількість показників, які характеризують якість продукції.

Під час розрахунків  $i$ -го показника якості насосного обладнання – безрозмірної величини рівня бажаності ( $d_i$ ) – використовують еквівалент натурального значення оцінюваного параметра –  $y'_i$ . Цю величину рекомендовано визначати за методом раціональних і номінальних значень.

Під час вибору значень мінімального і раціонального параметрів якості  $i$ -го показника необхідно, щоб було виконано такі вимоги:

$$y_{рац} > y_n, y_n > 0, y_{рац} > 0, \quad (4.31)$$

де  $\gamma_n$  і  $\gamma_{рац}$  – номінальне і раціональне значення  $i$ -го показника якості насосного обладнання.

Номінальне значення параметра  $i$ -го показника насосного обладнання необхідно планувати, спираючись на дані базового зразка.

Отже, узагальнений показник рівня якості насосного обладнання може набувати числового значення в діапазоні  $0 < D \leq 1$ . Аналіз даних показників дає можливість виділити єдині параметри, які кількісно можуть характеризувати рівень якості насосного обладнання.

Найбільш складним під час розрахунків комплексного показника згідно із запропонованим методом є механізм визначення параметрів вагомості, які характеризують показники якості насосного обладнання.

### ***4.3.3 Експертне оцінювання як метод визначення показників, які характеризують якість продукції***

Під час проведення робіт із визначення рівня якості насосного обладнання дуже важливо визначити параметри і показники, які всебічно характеризують об'єкт дослідження. Мета оцінювання повинна бути сформульована дуже чітко і мати кількісну оцінку.

Для вибору показників, які характеризують якість насосного обладнання, рекомендовано використовувати експертний метод – «Спосіб повного (подвійного) попарного зіставлення».

Досвід застосування попарного зіставлення в експертних методах свідчить, що внаслідок особливостей людської психіки експерти інколи несвідомо надають перевагу не тому об'єкту експертизи, який є важливішим, а тому, який у розглядуваній парі стоїть першим [84]. З метою запобігання цьому проводять подвійне або попарне зіставлення. Для цього використовують усі комірочки матриці попарного зіставлення, тобто проводять попарне зіставлення двічі – експерту необхідно проставити в кожній клітинці, які належать до двох порівнюваних показників, номер того показника, який він вважає більш важливим. Отже, кожен пару об'єктів зіставляють двічі, причому в різному порядку і через певний проміжок часу.

Наведемо алгоритм використання цього методу.

**Перший етап** експертного оцінювання – визначення кількості експертної групи і проведення експертного опитування.

Для розв'язання задачі щодо кількості експертної групи можна використати апарат, який застосовують у вибірковому методі математичної статистики для визначення обсягу вибірки [85].

Кількість експертної групи розраховують за формулою [85]

$$n = \frac{0,04d^2}{\Delta K^2 (1-P)}, \quad (4.32)$$

де  $d$  – розмах шкали вимірювань;

$P$  – припустиме значення довірчої ймовірності, з якою визначено значення колективної експертної оцінки. Зазвичай беруть рівень значущості  $\alpha = 0,05$ , і тоді довірна ймовірність  $P = (1 - \alpha) = 0,95$ ;

$\overline{\Delta K}$  – припустиме значення абсолютної похибки ( $\Delta K$ ) колективної експертної оцінки. Для подальших розрахунків рекомендовано взяти  $\overline{\Delta K} = (6 \text{ або } 7)$ .

Розмах шкали вимірювань для способу повного (подвійного) попарного зіставлення розраховують за формулою

$$d = m - 1, \quad (4.33)$$

де  $m$  – кількість обраних показників.

Після проведення робіт із формування експертної групи проводять кодування чинників і визначення думок експертів (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Приклад аркуша аналізу думок члена експертної групи

		Номер експерта				
Номер показника	1	2	3	4	5	
1	1	0	0	2	1	
2	1	1	0	2	1	
3	2	0	1	0	2	
4	0	0	1	1	0	
5	1	0	0	2	1	

*Примітка:* перевагу  $j$ -го об'єкта перед  $i$ -м позначено цифрою 2, рівноцінність – цифрою 1, перевагу  $j$ -го об'єкта перед  $i$ -м – цифрою 0.

*Другий етап* – розрахунок вагових коефіцієнтів показників виконують за формулою

$$\gamma_i(1) = \sum_{j=1}^n \frac{F_{ij}}{n}, \quad i=1\dots n, \quad j=1\dots m, \quad (4.34)$$

де  $F_{ij}$  – частота надання переваги  $i$ -м експертом  $j$ -му показнику;

$$F_{ij} = \frac{K_{ij}}{C}, \quad (4.35)$$

де  $K_{ij}$  – частота надання переваги  $i$ -м експертом  $j$ -му показнику;

$C$  – загальне число суджень одного експерта, пов'язана з числом порівнюваних ( $m$ ) співвідношенням [86]

$$C = m(m-1). \quad (4.36)$$

**Третій етап** – визначення узгодженості думок членів експертної групи. Узгодженість думок експертів можна виразити через коефіцієнт конкордації [86]

$$W = \frac{3S}{n^2(m^3 - m)}, \quad (4.37)$$

де  $S$  – сума квадратів відхилень суми переваг експертами кожного показника від середнього арифметичного переваги

$$S = \sum_{j=1}^m \left( \sum_{i=1}^n K_{ij} - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n K_{ij} \right)^2. \quad (4.38)$$

Узгодженість експертів вважають прийнятною, якщо значення коефіцієнта конкордації  $W \geq 0,6$  [87]. Значущість коефіцієнта конкордації  $W$  оцінюють за критерієм  $\chi^2$

$$\chi^2 = W \cdot n \cdot (m-1). \quad (4.39)$$

Коефіцієнт конкордації є статично значущим, якщо



$$\chi^2 > \chi_{(1-\alpha), f}^2, \quad (4.40)$$

де  $f$  – число ступенів свободи  $f = (m - 1)$ ;

$\alpha$  – рівень значущості.

Значення критерію  $\chi_{0,95, f}^2$  наведено в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Значення критерію  $\chi_{0,95, f}^2$  [41]

$f$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\chi_{0,95, f}^2$	3,84	5,99	7,82	9,49	11,07	12,59	14,07	15,51	16,92	18,31	19,68

Якщо думка експертів є неузгодженою ( $W < 0,6$ ), то є можливим один із варіантів дії [87]:

- видалити експерта, думка якого розходиться з думкою інших;
- видалити об'єкти, які викликають розбіжність;
- розділити експертів на групи згідно з узгодженістю думок і провести аналіз окремо за кожною групою;
- провести повторний тур опитувань експертів.

У цій роботі для узгодження думок експертів рекомендовано обрати дію, що передбачає видалення експерта, думка якого розходиться з думкою інших членів експертної групи. Для цього необхідно виконати таке:

1. Розрахувати для всіх експертів матрицю рангових коефіцієнтів кореляції Спірмена  $r_i$  між числом переваг  $i$ -м експертом  $j$ -го показника і середнім арифметичним переваги інших експертів

$$r_i = 1 - \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m (K_{ij} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij})}{m(m^2 - 1)}. \quad (4.41)$$

За  $r_i \leq 0,5$  можна вважати, що оцінки даного експерта не корелюються із загальними оцінками і такого експерта усувають.

2. Виконати перевірку узгодженості думок експертної групи після видалення обраного експерта.

**Четвертий етап** – уточнення вагових коефіцієнтів. Уточнити значення вагових коефіцієнтів, отриманих подвійним попарним зіставленням, можна методом послідовних приближень. Початкові результати розглядають у цьому разі як перше приближення. У другому приближенні їх використовують як вагові коефіцієнти  $G_i(2)$  суджень експертів. Отримані з урахуванням цих вагових коефіцієнтів нові результати у третьому приближенні розглядають знову як вагові коефіцієнти  $G_i(3)$  суджень тих самих експертів тощо. Згідно з теоремою Перона – Фробеніуса [88] за визначених, виконуваних на практиці умов, цей процес збігається, тобто вагові коефіцієнти прямують до деяких постійних значень, які чітко відображають співвідношення між об'єктами експертизи за встановленими експертами вихідними даними.

У цій роботі уточнення вагових коефіцієнтів пропонують виконувати методом послідовних приближень, у якому результат вимірювання у ( $w$ ) приближенні визначають як середнє квадратичне зважене.

Попередні результати  $G_j(1)$  визначають за формулою

$$G_j(1) = \sum_{l=1}^m K_{jl}, \quad (4.42)$$

де  $K_{jl}$  – число переваг  $j$ -го показника одним експертом ( $l = 1 \dots m$ );

$G_j(1)$  – результат вимірювання  $j$ -го показника в першому приближенні.

Результати вимірювання  $j$ -го показника у  $(w)$  приближенні будуть дорівнювати [40]

$$G_j(w) = \sqrt{[(G_1(w-1))^2 \cdot K_{j1} + \dots + [(G_m(w-1))^2 \cdot K_{jm}]}, \quad (4.43)$$

де  $G_j(w-1)$  – результати вимірювання  $j$ -го показника в  $(w-1)$  приближенні.

Значення вагових коефіцієнтів у  $(w)$  приближенні визначають як

$$\gamma_j(w) = \frac{G_j(w)}{\sum_{j=1}^m G_j(w)}. \quad (4.44)$$

Процес уточнення значень триває доти, поки точність не досягне заданої, тобто поки не буде виконано умову

$$\gamma_j(w) - \gamma_j(w-1) \leq \varepsilon, \quad (4.45)$$

де  $\varepsilon$  – задана точність обчислень, яку беруть [85]

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 0,001 \text{ при } 1 < a \leq 1; \\ \varepsilon &= 0,01 \text{ при } a > 5, \end{aligned} \quad (4.46)$$

де  $a$  – коефіцієнт, який демонструє, у скільки разів вага кращого з показників перебільшує вагу найгіршого показника.

**П'ятий етап** – виключення маловажливих показників. Номенклатура показників, які характеризують якість насосного обладнання, повинна задовольняти принципам усебічного оцінювання їхньої якості. Це обумовлює наявність у номенклатурі показників якості насосного обладнання так званих критичних показників. Приналежність по-

казників до критичних не залежить від значення коефіцієнта вагомості цього показника, тобто показник може бути відносно маловажливим (з малим значенням коефіцієнта вагомості) і одночасно критичним.

Роботу з виключення маловажливих показників починають після того, як будуть визначені показники, які характеризують критичні властивості насосного обладнання.

Умовно вважають, що на похибку, з якою обчислюють значення показника якості, впливає лише похибка визначення значення коефіцієнтів вагомості. Це означає, що нижня межа значення відносної похибки, з якою обчислюють значення показника якості, дорівнює значенням  $e$  (табл. 4.9) [89].

За таблиці 4.9 (з довірчою ймовірністю  $P = 0,95$ ) визначають нижню межу відносної похибки  $e$ , з якою були визначені експертним методом значення коефіцієнтів вагомості.

Таблиця 4.9 – Нижня межа відносної похибки  $e$

<b>Кількість експертної групи</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
Нижня межа відносної похибки $e$ колективної експертної оцінки	0,18	0,17	0,16	0,15

Підсумовуванням найменших значень коефіцієнтів вагомості (крім значень коефіцієнтів вагомості, які характеризують критичні показники) визначають маловажливі показники. Водночас процедуру виконують, поки буде виконано умову

$$\sum_{j=1}^{m'} \gamma_{\min j} \leq e, \quad (4.47)$$

де  $m'$  – кількість показників, які мають найменші значення коефіцієнтів вагомості.

У разі визначення коефіцієнтів вагомості експертним методом обчислюють відкориговані коефіцієнти вагомості.

Розраховано інтегральний показник якості модернізованого насоса та насоса-аналога. Установлено, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

#### **Висновки до розділу 4**

У розділі наведено алгоритм проектування ВВН типу «Туго» з удосконаленою геометрією робочого колеса. Дано рекомендації щодо вибору геометричних параметрів робочого колеса насоса.

За допомогою виконання інтерполяційного завдання під час планування багатофакторних експериментів було визначено коригувальні коефіцієнти, рекомендовані для спрощення перерахунків робочих параметрів із моделі (ВВН з лопатями звичайної довжини) на натурний насос (ВВН з видовженими лопатями).

Було обґрунтовано використання методу Харінгтона для оцінювання якості продукції за одним основним показником. За допомогою експертного методу визначено коефіцієнти вагомості показників якості. Розраховано інтегральний показник якості модернізованого насоса та насоса-аналога. Установлено, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Turo» / В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/8(52). – С. 33–37.
2. Криштоп И. В. Оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2015. – № 6(1115). – С. 49–56.
3. Насосы динамические. Методы испытаний : ГОСТ 6134–2007 (ИСО 9906:1999). – [Действителен от 2008-06-01]. – Москва : Стандартинформ, 2008. – 94 с. – (Межгосударственный стандарт).
4. Яременко О. В. Испытания насосов : справочное пособие / О. В. Яременко. – Москва : Машиностроение, 1976. – 225 с.
5. Герман В. Ф. Свободновихревые насосы / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
6. Герман В. Ф. Создание и исследование сточнома-ссных свободновихревых насосов повышенной экономичности : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 / Герман Виктор Федорович. – Сумы : 1984. – 154 с.
7. Wegener G. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie / G. Wegener // Allgemeine Papier, Rundschau. – 1968. – № 40. – S. 1208–1210.
8. Сапожников С. В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Сапожников Сергей Вячеславович. – Сумы : 2002. – 206 с.

9. Евтушенко А. А. Турбомашины для перекачивания газожидкостных смесей / А. А. Евтушенко, Э. В. Колинченко, С. В. Сапожников // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2005. – № 2(15). – С. 23–37.
10. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа «Туро». Перспективы применения в химических установках / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Хімічна промисловість України. – 2015. – № 2(127). – С. 40–44.
11. Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przeplywie do podnoszenia mieszaniny wody i ciał stałych / E. Bak // Prace Instytutu Maszyn Przeplywowych. – 1975. – S. 235–241.
12. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномастных свободновихревых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 / Котенко Александр Иванович. – Сумы : 1989. – 175 с.
13. Особенности использования свободновихревых насосов конструктивной схемы «Wemco» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.essuir.sumdu.edu.ua/bitstream/123456789/31425/1/Vashust.pdf>.
14. Каталог промислового обладнання компанії Flagma [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://belayacerkov.flagma.ua/himicheskij-nasos-tip-egger-e-eo-eos-shlam-i-o1452745.html>.
15. Криштоп И. В. Усовершенствованное отводящее устройство свободновихревого насоса с улучшенными гидравлическими показателями : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Криштоп Игорь Владимирович. – Сумы : 2015. – 188 с.
16. Пресман Л. С. Смерчевые (свободновихревые) насосы / Л. С. Пресман // Тр. ВНИИГидромаш. – Москва : 1967. – Вып. 44. – С. 46–65.

17. Grabow G. Einflub der Beschau felung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – № 2. – S. 18–21.

18. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, № 213. – S. 394–398.

19. Скивли Г. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. Скивли, Д. Дюссор // Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192–202.

20. Rüttschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen / K. Rüttschi // Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, № 32. – S. 575–582.

21. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // ЦИНТИ-Химнефтемаш. – 1978. – № 2. – 8 с.

22. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym / M. Stepnewski // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, № 16. – S. 493–497.

23. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины / О. В. Байбаков. – Москва : Машиностроение, 1981. – 197 с.

24. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // Гидромашиностроение. – Москва : Энергия, 1972. – Вып. 43. – С. 3–9.

25. Герман В. Ф. Анализ структуры течения в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Промислова гідраліка і пневматика. – 2006. – № 3 (13). – С. 82–88.

26. Герман В. Ф. Влияние различных способов доводки рабочего колеса на картину течения и характеристики свободновихревого насоса типа TURO / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Проблемы машиностроения. – 2007. – Том 10, № 1. – С. 24–31.



27. Соляник В. О. Рабочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу Туро : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Соляник Валерій Олександрович. – Суми : 1999. – 217 с.

28. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихрового насоса типа «Туро» / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИИ». – 1999. – Вып. 34. – С. 346–355.

29. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, № 2. – S. 77–82.

30. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – № 2 (13). – С. 110–113.

31. Яхненко С. М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Яхненко Сергей Михайлович. – Сумы : 2003. – 210 с.

32. Zarzycki M. Badania pompy kretnej o swobodnym przepływie produkowanej seryjme / M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński // Zesz. nauk. PSJ. – 1974. – № 425. – S. 103–119.

33. А. с. 1236175 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / А. В. Вертячих, В. Ф. Герман, И. А. Ковалев. – № 3780994/25–06 ; заявл. 15.08.84 ; опубл. 07.06.86, Бюл. № 21.

34. Сапожников С. В. Влияние немодельных изменений геометрии проточной части свободновихрового насоса типа «Туро» на его коэффициент полезного действия / С. В. Сапожников, В. А. Соляник, С. М. Яхненко // Вестник НТУУ КПИ. – Киев : Машиностроение, 2000. – Вып. 38, т. 1. – С. 279–284.

35. Гусак А. Г. Расширение области применения свободновихревых насосов / А. Г. Гусак, В. Ф. Герман,

А. И. Котенко, С. М. Яхненко // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки» – 2013. – № 1. – С. 7–14.

36. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование : темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО, 1994. – С. 67–81.

37. Вертячих А. В. Влияние подрезки рабочего колеса на параметры свободновихревого насоса / А. В. Вертячих, В. Ф. Герман, С. М. Яхненко : сборник «Гидравлические машины». – Харьков : Вища школа, 1988. – Вып. 22. – С. 116–118.

38. Капелюш А. Н. Стендовые испытания углесоса БУСВ / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып 5. – С. 17–20.

39. Шендрик В. В. Физическая модель рабочего процесса в проточных частях насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами / В. В. Шендрик // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2007. – № 1. – С. 54–63.

40. Агаджанова С. В. Исследование и разработка методики расчета энергетических характеристик полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов : дис. канд. техн. наук. – Сумы : 1995. – 140 с.

41. Ржебаева Н. К. Исследование и разработка насосов с полуоткрытыми рабочими колесами / Н. К. Ржебаева, А. А. Иванюшин // Труды 9-й Международной научно-технической конференции «Насосы – 96». – Сумы : Мрія-1, 1996. – Т. 1. – С. 124–126.

42. Энгедда Раутенберг. Сравнительный анализ относительного влияния лопаточного зазора на характеристики рабочих колес центробежных насосов // Труды АОИМ «Энергетические машины». – 1988. – № 4. – С. 67–72.

43. Шендрик В. В. Рабочий процесс и методика расчета проточных частей динамических насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесам : дис. канд. техн. наук / Шендрик В. В. – Сумы : 2003. – 181 с.
44. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
45. Пфлейдерер К. Лопаточный машины для жидкостей и газов / К. Пфлейдерер. – Москва : Машгиз, 1960. – 683 с.
46. Kang S. Numerical simulation and theoretical analysis of the 3D viscous flow in centrifugal impellers / S. Kang, C. Hirsch. // Task Quarterly 5. – 2001. N 4. P. 433–458.
47. Экардт Д. Подробное исследование течения в высокоскоростном рабочем колесе центробежного компрессора // Труды АОИМ «Теоретические основы инженерных расчетов». – 1976. – № 3. – С. 156–171.
48. Криштоп И. В. Создание проточной части свободновихревого насоса повышенной энергоэффективности / И. В. Криштоп // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 2/7 (74). – С. 31–37.
49. Krishtop I. Numerical Approach for Simulation of Fluid Flow in Torque Flow Pumps / I. Krishtop, V. German, O. Gusak [and others] // Trans Tech Publications. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 43–51.
50. Gusak A. G. Increase of economy of torque flow pump with high specific speed / O. G. Gusak, I. V. Krishtop, V. F German, V. N. Baga // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering [conferenceseries.iop.org/mse](http://conferenceseries.iop.org/mse). – 2017. – Volume 233. – С. 1–8.
51. Криштоп И. В. Уточнение методики расчета отводящих устройств свободновихревых насосов / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Компрессорное

и энергетическое машиностроение. – 2016. – № 3 (45). – С. 29–32.

52. Пат. № 56039 Україна, МПК F04D 7/00. Вільновихровий насос / В. О. Панченко, А, О. Евтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргаль. – № u201006394 ; заявл. 25.05.10 ; опубл. 27.12.10, Бюл. № 24.

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

54. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Електронний ресурс] // ANSYS, Inc. – 2006. – Режим доступу до ресурсу : <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>.

55. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide [Електронний ресурс] // ANSYS, Inc. – 2009. – Режим доступу до ресурсу : <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/CFX/xmod.pdf>.

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

57. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Сквозная технология проектирования лопаточных машин / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2007. – № 6. – С. 31–37.

58. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2005. – № 1. – С. 9–11.

59. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [A. N. Kochevsky, S. N. Kozlov, K. M. Aye, A. Y. Schelyaev, V. N. Konshin] // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.

60. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* – 1974. – Vol. 3 – P. 269–289.

61. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

62. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств : ГОСТ 8.586.1-5-2005. – [Действителен от 2007-01-01]. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 87 с. – (Межгосударственный стандарт).

63. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами : РД 50-213-8. – [Действителен от 1982-07-01]. – Москва : Изд-во стандартов, 1982. – 320 с.

64. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / под. ред. С. С. Руднева, А. Г. Подвиза. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1974. – 416 с.

65. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшинский. – Москва : Наука, 1971. – 192 с.

66. Тимошенко Г. М. Теория инженерного эксперимента : учебное пособие / Г. М. Тимошенко, П. Ф. Зима. – Киев : УМК ВО, 1991. – 124 с.

67. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 184 с.

68. Рузинов Л. П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Л. П. Рузинов, Р. И. Слободчикова. – Москва : Химия, 1980. – Серия «Химическая кибернетика». – 280 с., ил.

69. Налимов В. В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В. В. Налимов, Н. А. Чернова. – Москва : Наука, 1965. – 398 с.

70. Налимов В. В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – Москва : Наука, 1971. – 207 с.

71. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования: РД 26-06-57-86. – Москва : Стандартиформ, 1986. – 51 с.

72. Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции: РД 50-149-79. – [Дійсний від 1979-04-17]. – Москва : Изд-во стандартов, 1979. – 18 с.

73. Система показателей качества продукции. Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей : ГОСТ 4.118-84. – [Дійсний від 1984-08-27]. – Москва : Изд-во стандартов, 1984. – 9 с.

74. ГОСТ 4.118-84. Система показателей качества продукции. Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей. – Москва : Изд-во стандартов, 1984. – 5 с.

75. РД 26-06-57-86. Методика оценки технического уровня и качества продукции. – Москва : Стандартиформ, 1986. – 33 с.

76. ГОСТ EN 16297-1-2014. Насосы циркуляционные герметичные. Общие требования и методики для проведения испытаний и расчета индекса энергетической эффективности (ИЭЭ). – Москва : Стандартиформ, 2015. – 118 с.

77. ГОСТ EN 16297-2-2014. Насосы циркуляционные герметичные. Расчет индекса энергетической эффективности (ИЭЭ) автономных циркуляционных насосов. – Москва : Стандартиформ, 2014. – 15 с.

78. ГОСТ EN 16297-3-2014. Насосы циркуляционные герметичные. Индекс энергетической эффективности (ИЭЭ) циркуляционных насосов, являющихся составной

частью других изделий. – Москва : Стандартиформ, 2015. – 15 с.

79. РЕГЛАМЕНТ КОМІСІЇ (ЄС) № 278/2009 від 6 квітня 2009 р. про виконання Директиви 2005/32/ЄС Європейського Парламенту і Ради стосовно вимог екодизайну для споживання електроенергії в режимі без навантаження і середнього активного коефіцієнту корисної дії зовнішніх джерел живлення [Електронний ресурс] // European Union. – 2009. – Режим доступу до ресурсу : <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=celex%3A32009R0278>.

80. РЕГЛАМЕНТ (ЄС) № 641/2009 від 22 липня 2009 року про виконання Директиви 2005/32/ЄС Європейського Парламенту та Ради стосовно екодизайну для беззащільникових автономних циркуляційних насосів та беззащільникових циркуляційних насосів, інтегрованих у пристрої [Електронний ресурс] // European Union. – 2009. – Режим доступу до ресурсу : <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=celex%3A32009R0641>.

81. Harington E. C. The Desirability Function / E. C. Harington // «Industrial Quality Control». – 1965. – V. 21. – № 10. – С. 494–498.

82. Евко Л. С. Оценка уровня показателей качества компрессоров: Обзорная информация / Л. С. Евко. – Москва : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. – 25 с.

83. Жарков Ю. Оптимизация критериев работы органов оценки соответствия с использованием метода Харрингтона / Ю. Жарков, О. Цицилиано // Стандартизація, сертифікація, якість. – 2004. – № 4. – С. 36–38.

84. Федюкин В. К. Управление качеством процессов / В. К. Федюкин. – Санкт-Петербург : Питер, 2004. – 208 с.

85. Азгальдов Г. Г. Теория и практика оценки качества товаров (основы квалиметрии) / Гарри Гайкович Азгальдов. – Москва : Экономика, 1982. – 256 с.

86. Ушаков И. Е. Прикладная метрология : учеб. для вузов – 4 изд., доп. / И. Е. Ушаков, И. Ф. Шишкин. – Санкт-Петербург : СЗТУ, 2002. – 116 с.

87. Лапач С. Н. Статистические методы в медико-биологических исследованиях с использованием Excel. – 2-е изд., доп. / С. Н. Лапач, А. В. Чубенко, П. Н. Бабич. – Киев : МОРИОН, 2001. – 408 с.

88. Хамханова Д. Н. Теоретические основы обеспечения единства экспертных измерений / Дарима Нимбуевна Хамханова. – Улан-Удэ : Изд-во ВСГТУ, 2006. – 170 с.

89. Азгальдов Г. Г. Квалиметрия в архитектурно-строительном проектировании / Г. Г. Азгальдов. – Москва : Стройиздат, 1989. – 264 с.

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

91. Насосы : справочное пособие : пер. с нем. / К. Бадеке, А. Градевальд, К.-Х. Хундт и др. ; под. ред. В. Плетнера ; пер. В. В. Малюшенко, М. К. Бобок. – Москва : Машиностроение, 1979. – 502 с.

92. Гнаповский А. В. Исследование полуоткрытых рабочих колес насосов малой быстроходности / А. В. Гнаповский, Н. К. Ржебаева, Л. И. Шекунов // Гидравлические машины : Республиканский междуведомственный научн.-техн. сб. – Харьков, 1986. – Вып. 20. – С. 134–136.

93. Иванюшин А. А. Центробежные насосы для сахарной промышленности с открытыми рабочими колесами / А. А. Иванюшин, А. И. Швиндин, Н. К. Ржебаева, А.С. Блызнюк // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы – 96». – Сумы : Мрія-1, 1996. – Т. 1. – С. 119–124.

94. Иванюшин А. А. Немодельные изменения в точной части и их влияние на характеристики насосов с от-



крытыми рабочими колесами / А. А. Иванюшин, С. О. Луговая, П. Л. Ольштынский, В. В. Шендрик // Труды 10-й Международной научно-технической конф. – Сумы, 2002. – Т. 2. – С. 146–152.

95. Исследование и разработка технорабочих проектов ряда типоразмеров соковых насосов. Отчет о НИР СФ ХПИ, № Г.Р.81077996. – Сумы, 1985. – 58 с.

96. Ржебаева Н. К. Исследование полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев, С. В. Агаджанова // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование : тематический сб. научн. работ / под ред. И. А. Ковалева. – Киев : ИСДО, 1994. – С. 106–113.

97. Ржебаева Н. К. Баланс энергии на оптимальном режиме и расчет гидравлических потерь в проточной части с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами / Н. К. Ржебаева, В. В. Седаев // Вестник НТУУ «КПИ» – Киев : Машиностроение, 1999. – Вып. 36. – С. 205–210.

98. Ржебаева Н. К. Насосы экономят деньги, если это насосы с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами, сделанными в Сумах / Н. К. Ржебаева, А. А. Иванюшин // Журнал «Насосы». – Киев, 2000. – № 2–3. – С. 10–11.

99. Совершенствование технологических насосов для свеклосахарных производств // Отчет о НИР СФ ХПИ. – Сумы, 1991. – 50 с.

100. Каталог промышленного оборудования компании Egger [Электронный ресурс] // Emile Egger & Cie SA. – 2013. – Режим доступа : [http://www.eggerpumps.ch/Portals/0/pdfs/Turo\\_Produktblatt\\_e.pdf](http://www.eggerpumps.ch/Portals/0/pdfs/Turo_Produktblatt_e.pdf).

101. Криштоп І. В. Планування багатofакторного віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня / І. В. Криштоп, Л. М. Салтанова, С. О. Лугова // Компресорне та енергетичне машинобудування. – 2015. – № 2 (40). – С. 32–34.

102. Криштоп І. В. Использование численных исследований при отработке проточной части СВН типа «TURO» высокой быстроходности / И. В. Криштоп // Проблемы теории и практики центробежных машин : монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А. В. Загорюлько, С. Н. Гудкова. – Сумы : Печатный дом «Папирус», 2014. – С. 74–81.

103. Пат. № 84940 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, С. О. Лугова. – № u201303946 ; заявл. 01.04.13 ; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

104. Пат. № 98924 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак. – № u201413065 ; заявл. 05.12.14 ; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.

105. Пат. № 99341 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак. – № u201500090 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10.

106. Пат. № 99588 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак. – № u201500091 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 10.06.15, Бюл. № 11.

107. Криштоп І. В. Свободновихревые насосы типа Д для перекачивания бумажных масс / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–22 квітня 2011 р. / ред. кол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов : тези доп. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч. 3. – С. 125.

108. Криштоп І. В. Оптимизация геометрии отвода свободновихревых насосов типа «TURO» / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2012 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч. 3. – С. 29.

109. Криштоп І. В. Перспективи розробки вільновихрового насоса типу «Туго» високої швидкохідності / І. В. Криштоп // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 21–24 травня 2013 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2013. – С. 139.

110. Криштоп І. В. Повышение экономичности свободновихревого насоса путем конструктивных изменений его проточной части / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23–26 квітня 2013 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. – Ч. 2. – С. 68.

111. Криштоп І. В. Вплив немодельних змін робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса типу «Туго» / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22–25 квітня 2014 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 144.

112. Криштоп І. В. Оцінка впливу конструкції корпусу вільновихрового насоса типу «TURO» високої швидкохідності на його к. к. д. / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика : матеріали науково-технічної конференції, м. Мелітополь, 17–19 вересня 2014 р. : тези доп. – Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2014. – С. 68.

113. Криштоп І. В. Особливості течії рідини у вільновихрових насосах / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій,

м. Суми, 14–17 квітня 2015 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 55.

114. Криштоп И. В. Проектирование энергоэффективного свободновихревого насоса типа «TURO» / И. В. Криштоп, А. Г. Гусак, В. Ф. Герман // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 26–29 травня 2015 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2015. – С. 163.

115. Евтушенко А. А. Влияние пазух одно- и двухлопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса, работающего на газожидкостной смеси // А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2006. – № 3 (13). – С. 77–81.

116. Яхненко С. М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса / С. М. Яхненко // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» : тезиси докл. – Черкаси : ЧІТІ, 1998. – С. 55–62.

117. Фехтман В. Б. Применение смерчевых насосов для транспортирования высокоабразивных пульп / В. Б. Фехтман. // Деп. в МВ ССО СССР редколлегией журнала «Известия ВУЗов». – Москва : 1976. – № 2304-76.

118. А. с. 482567 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / Е. К. Несытов, В. В. Иванов (СССР). – № 1875524/24-06 ; заявл. 24.01.73 ; опубл. 30.08.75, Бюл. № 32.

119. Lazarkiewicz S. Nawoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych / S. Lazarkiewicz, A. Tronskolanski // Warszawa: WNT. – 1966. – S. 283–288.

120. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, K. Shiramoto // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, № 216. – S. 999–1 006.

121. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 2. A Comparison between Analysis and

Experimental Results, and a Design Method of Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, Kazuaki Shiramoto, Kazumasa Shiramoto, T. Kojima // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, № 216. – S. 1 007–1 013.

122. Модернизация проточной части свободновихрового насоса типа «Turo» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А. А. Евтушенко, А. С. Моргалъ, В. А. Панченко, [та ін.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2007. – № 3 (109), Ч. 1. – С. 82–85.

123. Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в СВН типа «Turo» / А. А. Евтушенко, А. С. Моргалъ, В. А. Панченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету СумДУ. – Суми : СумДУ, 2008. – Ч.ІІ. – С. 124.

124. Husak O. Design of the essentially new type of axial pumps / O. Husak, A. Yevtushenko, V. Panchenko, N. Fedotova // «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». – Simferopol-Lublin, 2009. – Volume 11 A. – PP. 11–19.

125. Пат. №56039 Україна, МПК (2009) F04D7/00 и 201006394. Вільновихровий насос / В. О. Панченко, А. О. Євтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргалъ : Опубл. 27.12.2010, Бюл. №24.

126. Об одном из возможных путей создания свободновихровых насосов типа «TURO» малой быстроходности / А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18–22 квітня 2011 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч. 3. – С. 105.

127. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихровых насосов типа

«Turo» / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий – 2011. – № 4/8 (52). – С. 33–37.

128. Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2011. – Випуск 22 (195). – С. 42–53.

129. Підвищення енергоємності вільновихрового насосу типу «Turo» / О. Г. Гусак, С. О. Лугова, В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній діяльності : матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції. – Черкаси, 2012. – С. 142.

130. Вільновихрові насоси типу «TURO» з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23–26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. – Ч. 2. – С. 82.

131. Розширення типорозмірного ряду вільновихрових насосів типу «Turo» / В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Київ, 2013. – С. 140.

132. Використання комбінованого робочого процесу для підвищення енергоємності вільновихрових насосів типу TURO / В. О. Панченко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MICROCAD-2013) : тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 29–31 травня 2013 р.) / за ред. проф. Л. Л. Товажнянського. – Харків : НТУ «ХП», 2013. – Ч. 1. – С. 308.

133. Експериментальне дослідження вільновихрових насосів типу «Туго» з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22–25 квітня 2014 р. : у 2 ч. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 170.

134. Планування експерименту при дослідженні вільновихрового насоса з комбінованим робочим процесом / О. Г. Гусак, В. О. Панченко // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» : матеріали конференції. – Вінниця : Глобус-Прес, 2016. – С. 55.

135. Регулювання режиму роботи вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції : у 2 ч. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч. 2. – С. 143.

136. Оптимізація роботи вільновихрового насоса за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини насоса / Т. І. Єрмоленко, В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р. : у 2 ч. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч. 2. – С. 51.

137. Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2017) : матеріали тез доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 24–27 квітня 2017 р.) : у 2 т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.] ; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – Т. 1. – 208 с.

138. Панченко В. А. Основное уравнение свободно-вихревого насоса с комбинированным рабочим процессом / В. А. Панченко // Scientific pages. – Brno, 2018. – № 9. – Р. 39–40.

139. Numerical research of flow structure in the torque flow pump with the combined working process / V. O. Panchenko // Modern scientific researches. – Minsk, 2018. – Issue № 4. Vol. 1. – Р. 17–24.

140. Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. – № 3/1 (41). – Р. 10–66.

141. Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugical inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/ – Kharkiv, 2018. – №4/8 (94). – Р. 24–31.

142. Розрахунок напору вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14–16 травня 2019 р.) : у 2 т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 234.

143. Використання вільновихрових насосів у тваринництві / В. О. Панченко // «Інтеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути» : тези доп. І Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (м. Дніпро, 1–2 серпня 2019 р.) – Дніпро, 2019. – С. 543–546.



Електронне наукове видання

**Панченко Віталій Олександрович**

# **ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА**

Монографія

Художнє оформлення обкладинки В. О. Панченка

Редактор І. О. Кругляк

Комп'ютерне верстання В. О. Панченка

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 8,60. Обл.-вид. арк. 7,94.

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності ДК № 3062 від 17.12.2007.