

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(повна назва факультету)

Кафедра електричної інженерії
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему:

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ
ГВИНТА АРХІМЕДА В МАЛИХ ГЕС**

Виконав студент VI курсу, групи ЕТм-61
спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та

електромеханіка

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Кузьмич В.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Лупенко А.М.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Коваль В.П.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Коваль В.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії
(повна назва факультету)
Кафедра електричної інженерії
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Коваль В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
(шифр і назва спеціальності)
студенту Кузьмичу Владиславу Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Енергоефективність використання гвинта Архімеда в малих ГЕС

Керівник роботи д.т.н., проф. Лупенко А.М.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «12» листопада 2025 року № 4/7-966.

2. Термін подання студентом завершеної роботи до 23.12.2025
3. Вихідні дані до роботи заданий напір води у межах низьконапірного режиму (1–6 м),
діапазон витрат річки відповідно до гідрологічних даних

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
1. Гідроелектростанції з низьким і дуже низьким напором
2. Гвинтові турбіни Архімеда
3. Геометрія гвинта та її вплив на продуктивність
4. Моделювання виробництва електроенергії та витрат
5. Результати розрахунків

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
1. Гвинт Архімеда
2. Мінімальний діаметр і максимальна швидкість для гвинтів.
3. Схема процесів виробництва та витрат електроенергії в гідроенергетичній схемі з використанням ГТА.
4. Деталі, що використовуються для розрахунку загальної потужності ГТА.
5. Ефективність редуктора та генератора як функція навантаження.
6. Оцінка значних витрат.
7. Розрахована електрична ефективність.

6. Консультанти розділів роботи

[illegible]

7. Дата видачі завдання 12.11.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Кузьмич В.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Лупенко А.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра містить пояснювальну записку та графічну частину. Пояснювальна записка має 85 сторінок, 14 аркушів презентації, 24 ілюстрації, 3 таблиці та 23 використаних першоджерела.

Об'єкт дослідження – процеси при перетворення поступального руху водяних мас у електроенергію

Предмет дослідження – малі гідроелектростанції із гвинтовою турбіною Архімеда.

Метою кваліфікаційної роботи є: підвищення ефективності використання гвинтової турбіни Архімеда в умовах малих гідроелектростанцій шляхом застосування комплексної методики моделювання її роботи, оцінювання гідравлічних і механічних втрат та оптимізації конструктивних параметрів

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню ефективності гвинтової турбіни Архімеда в умовах малих гідроелектростанцій та розробленню комплексної методики моделювання її роботи з урахуванням гідравлічних, механічних та електромеханічних втрат. У роботі розглянуто сучасний стан малої гідроенергетики, визначено основні переваги та обмеження гвинтових турбін, проаналізовано їх конструктивні характеристики та екологічні властивості, зокрема рибозахисність. Виконано порівняльний аналіз із турбіною Каплана для однакових умов напору та витрати. Результати моделювання показали, що ККД гвинтової турбіни у реальних умовах становить 80–85 % і суттєво залежить від геометрії та режимів роботи. На основі отриманих даних запропоновано рекомендації щодо підвищення ефективності та оптимізації конструктивних параметрів турбіни. Практичне значення роботи полягає у можливості застосування розробленої моделі для проектування та модернізації малих гідроенергетичних установок.

Ключові слова: ГВИНТОВА ТУРБІНА АРХІМЕДА; МАЛА ГІДРОЕНЕРГЕТИКА, ЕФЕКТИВНІСТЬ ТУРБІНИ

ЗМІСТ

ВСТУП

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Гідроенергетика.....	9
1.2 Гідроелектростанції з низьким і дуже низьким напором	11
1.3 Висновки до розділу	17
2 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	
2.1 Гвинтові турбіни Архімеда	19
2.1.1 Історичний розвиток конструкції гвинта.....	19
2.1.2 Допустимі розміри гвинта.....	20
2.1.3 Швидкість гвинта.....	22
2.1.4 Зазор між гвинтом та трубою.....	23
2.1.5 Матеріал з якого виготовляють гвинт.....	24
2.2 Кількість лопатей та захист риби	25
2.3 Шум від роботи гідроустановки	29
2.4 Геометрія гвинта та її вплив на продуктивність	30
2.5 Вартість гідротурбіни Архімеда	36
2.6 Висновки до розділу	37
3 РОЗРАХУНКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ.....	
3.1 Моделювання виробництва електроенергії та втрат.	
Вихідні дані.....	39
3.2 Втрати у передньому басейні.....	41
3.3 Втрати на тертя в каналі подачі.....	42
3.4 Втрати при фільтруванні	44
3.5 Загальна потужність.....	45
3.6 Втрати на витік через зазор.....	48
3.7 Втрати через переповнення.....	50
3.8 Втрати на тертя.....	51

3.9 Втрати в підшипниках	55
3.10 Втрати на опір.....	56
3.11 Втрати на перехід.....	56
3.12 Втрати в перетворювачі частоти	58
3.13 Втрати в трансмісії та електричні втрати	60
3.14 Результати розрахунків	65
3.15 Висновки до розділу	72
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	
4.1 Фізичні основи електробезпеки.....	74
4.2 Основні вимоги безпеки до улаштування та експлуатації технологічного обладнання.....	75
4.3 Визначення, причини виникнення та класифікація надзвичайних ситуацій	76
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	80
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	82

ВСТУП

Актуальність теми.

Сучасні тенденції розвитку енергетики визначають малу гідроенергетику як одну з ключових складових децентралізованих, відновлюваних та екологічно безпечних систем генерації. Значна кількість малих водотоків та гідротехнічних споруд в Україні та Європі залишається невикористаною для виробництва електроенергії через низький напір та мінливі гідрологічні умови. За таких умов традиційні турбіни, зокрема Каплана або Френсіса, демонструють низьку ефективність або зовсім непридатні для роботи.

Гвинт Архімеда є одним із найбільш перспективних агрегатів для малих та мікро-ГЕС, оскільки здатний ефективно працювати при низькому та дуже низькому напорі, забезпечує стабільну генерацію та має високу екологічну сумісність, зокрема безпечність для іхтіофауни. Водночас реальна ефективність роботи ГАТ залежить від широкого спектра факторів: геометрії гвинта, швидкості обертання, гідравлічних втрат у зазорі, стабільності потоку та умов експлуатації. Сучасні дослідження демонструють суттєві розбіжності між заявленими виробниками параметрами та фактичною продуктивністю таких установок, що вимагає додаткових наукових досліджень та уточнення методик проектування.

Актуальність теми зумовлюється також необхідністю підвищення енергоефективності малих ГЕС, зниження собівартості виробленої електроенергії та розширення можливостей використання низьконапірного гідроенергетичного потенціалу. З огляду на посилення вимог щодо екологічності, рибозахисту, шумових характеристик та інтеграції у природні екосистеми, оптимізація роботи гвинта Архімеда набуває важливого практичного значення.

Отже, дослідження енергоефективності використання гвинта Архімеда в малих ГЕС є своєчасним і необхідним для розвитку малої гідроенергетики, підвищення стійкості локальних енергосистем та раціонального використання природних ресурсів.

Мета і завдання дослідження. Метою даної роботи є: підвищення ефективності використання гвинтової турбіни Архімеда в умовах малих гідроелектростанцій шляхом застосування комплексної методики моделювання її роботи, оцінювання гідравлічних і механічних втрат та оптимізації конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз сучасного стану малих гідроелектростанцій та визначити перспективні технології для роботи при низьких напорах.
2. Дослідити конструктивні особливості ГТА.
3. Проаналізувати основні механізми формування гідравлічних, механічних та електромеханічних втрат у гвинтовій турбіні.
4. Розробити алгоритм моделювання роботи ГТА для умов змінної витрати та напору.
5. Виконати розрахункове моделювання та визначити реальний ККД турбіни при різних режимах роботи.
6. Порівняти ефективність ГТА з альтернативними турбінами (зокрема Каплана) для аналогічних умов роботи.

Об'єкт дослідження – процеси при перетворення поступального руху водяних мас у електроенергію.

Предмет дослідження – малі гідроелектростанції із гвинтовою турбіною Архімеда.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у комплексному підході до моделювання гвинтової турбіни Архімеда, який вперше поєднує детальний аналіз гідравлічних, механічних та електромеханічних втрат у єдиному розрахунковому алгоритмі, що враховує реальні умови експлуатації, змінні гідрологічні режими та геометричні параметри турбіни.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що розроблений алгоритм розрахунку та аналізу гвинтової турбіни Архімеда може використовуватися для проектування, модернізації та оптимізації малих гідроелектростанцій у реальних умовах експлуатації. Отримані результати можуть слугувати основою для практичного вибору конструкції ГТА, обґрунтування техніко-економічних рішень та підвищення ефективності малих ГЕС у зоні низьких напорів.

Апробація. Результати досліджень за темою кваліфікаційної роботи були представлені на міжнародній науково-практичній конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“, 28-29 травня 2025 року [1]

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань (23 найменувань).

Загальний обсяг текстової частини – 86 сторінок, 3 таблиці, 24 рисунки.

Робота оформлена відповідно до методичних рекомендацій [2].

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Гідроенергетика

Гідроенергетика або енергія води – це чиста та відновлювана форма енергії, яка виробляється за допомогою води, зазвичай прісної, що знаходиться в русі. Протягом останніх десятиліть було розроблено багато пристроїв для використання морської води, які належать до різних категорій, таких як пристрої для використання енергії припливів або хвиль, але вони не вважаються традиційними технологіями гідроенергетики і не розглядаються в даному дослідженні. Технології енергії припливів мають багато спільного з технологіями гідроенергетики з дуже низьким напором, хоча зазвичай відсоток доступної потужності, яку можна використовувати, є обмеженим. Той факт, що установки в більшості випадків є двонаправленими, а їх основні елементи (напрямок, швидкість потоку) можна точно передбачити, робить їх привабливими для майбутніх досліджень у районах з припливними потоками. Рух води перетворюється на кінетичну енергію шляхом обертання робочого колеса, тому цей вид енергії в більшості випадків видобувається за допомогою обертових пристроїв, гідротурбін [3-5]. Максимальна гідравлічна потужність, що знаходиться в розпорядженні турбіни, визначається за формулою (1.1). Дуже часто цю формулу можна побачити без щільності (ρ), тому в цьому випадку результат подається в інших одиницях (кВт). Енергія, доступна для виробництва для еталонного потоку, обчислюється за формулою (1.2) і є питомою енергією на об'єм води або, іншими словами, питомою потужністю на потік.

$$P_{av} = \rho g Q H, \quad (1.1)$$

$$E = \rho g H. \quad (1.2)$$

Не існує чіткого визначення гідроенергетики на основі номінальної потужності (ESHA 2004). Загальноприйнято вважати, що гідроенергетичний проект потужністю від 100 кВт до 1 МВт є «малим», а від 5 кВт до 100 кВт – «мікро». Залежно від способу відбору потоку, гідроенергетичні схеми

класифікуються як схеми на річках, схеми з греблею або схеми, інтегровані з каналом або трубою. Існують й інші типи, наприклад, насосні гідроакумуючі електростанції, але вони не так поширені і зазвичай мають високу номінальну потужність.

Основним критерієм класифікації гідроелектростанцій є «перепад висот» [6], тобто вертикальна відстань між валом турбіни або поверхнею води в нижньому водосховищі (залежно від типу турбіни) і поверхнею води у верхньому водосховищі. Іншими словами, цей напір — це загальна доступна різниця тиску, яку може використовувати потік. У додатку А наведено мінімальний напір у поєднанні з мінімальним доступним потоком для найвідоміших гідротурбін з низьким напором, щоб дати уявлення про комбінований потік із зазначеним низьким напором і низькою потужністю. Проекти з напором 100 м і більше класифікуються як проекти з «високим напором». Проекти з напором 30–100 м класифікуються як «середній напір», а з напором 2–30 м — як «низький напір». Проекти з напором 0,8–2 м також класифікуються як проекти з «дуже низьким напором». Ця область є найбільш проблематичною для традиційної гідроенергетики (не гідрокінетичних та подібних пристроїв тощо), оскільки вартість за кВт є високою, номінальна потужність є низькою, а продуктивність доступних турбінних технологій, здатних покрити цю область, іноді є сумнівною. Однак велика кількість малих гідроелектростанцій з низьким або дуже низьким напором і той факт, що вони можуть бути економічно доступними навіть для інвесторів з обмеженими ресурсами, оскільки їх номінальна потужність у багатьох випадках дуже низька, робить їх привабливими для подальшого вивчення та розвитку. Щоб дати уявлення про кількість потенційних об'єктів у цій області, споруди, які могли б бути використані як греблі для гідроелектростанцій на площі 1000 км² в Німеччині, становили 1304 об'єкти з перепадом висоти від 0,2 до 1 м. Це еквівалентно приблизно 1,3 об'єкта на км². Хоча не можна стверджувати, що ця цифра є репрезентативною для Європи, вона є переконливим доказом того, що ще можна реалізувати багато проектів, якщо технологія для дуже низького напору

буде вдосконалена і стане більш економічно привабливою, навіть якщо понад 70 % теоретично доступних гідроенергетичних потужностей вважаються повністю розвиненими.

У великомасштабній гідроенергетиці (10 - 100 МВт) за оцінками, лише 33 % технічно та економічно доцільних гідроенергетичних ресурсів світу було освоєно, хоча цей відсоток може значно відрізнятись в різних країнах. Також існує мета подальшого розвитку малих гідротурбін для напору нижче 5 м і що не існує економічно доцільних варіантів для об'єктів з напором від 1 до 3 м, а також що в деяких дослідженнях різниця напору нижче 1 м повністю ігнорується. Що стосується гідроенергетичних технологій для такого низького напору, існує багато конструкцій і патентів, але лише деякі з них є комерційно вигідними з точки зору поєднання прийнятної продуктивності та розумної вартості. З відомих турбін, що використовуються для низького напору, не ясно, яка є абсолютна нижня межа для їх використання, але може бути цікаво дослідити їх здатність використовувати дуже низький напір, можливо, з невеликими модифікаціями їх конструкції.

1.2 Гідроелектростанції з низьким і дуже низьким напором

Як було зазначено в першому розділі, зона низького напору починається від 30 м і нижче, навіть якщо в багатьох звітах і посиланнях ця межа встановлюється на рівні 20 м. Багато типів турбін можуть працювати нижче цієї межі. Звичайно, виникає питання, яка є абсолютна нижня межа з точки зору комбінації напору та витрати. Незрозуміло, який критерій визначає, чи може турбіна працювати в конкретній точці, якщо немає інших перешкод (наприклад, кавітації). Специфічна швидкість у поєднанні з ККД вважаються основними інструментами в цьому напрямку, але, знову ж таки, абсолютний мінімальний прийнятний ККД або специфічна швидкість чітко не визначені. Наприклад, для турбіни Каплана, найвідомішої турбіни для використання при низькому напорі, та її різних версій існує значний діапазон меж питомої швидкості, які наведені в

літературі, і, звичайно, вони мають відмінності, пов'язані з рекомендаціями виробників, особливо в нижніх ділянках області низького напору. Кожен виробник розробив власне ноу-хау разом з удосконаленнями на основі свого багаторічного досвіду. Крім того, це залежить від діапазону продуктивності інших типів турбін, які пропонує компанія, з метою охопити якомога більшу площу діаграми напору-витрати. Наприклад, якщо виробник не виробляє турбіни Каплана, але виробляє турбіни Френсіса, він намагатиметься мінімізувати нижню межу напору, яку можуть досягти його турбіни Френсіса, з метою охопити цю область низького напору для своїх потенційних клієнтів. У випадку, якщо інший виробник виробляє турбіни Каплана і Френсіса, нижня межа напору для турбін Френсіса буде приблизно на рівні верхньої межі турбін Каплана, які він може запропонувати. Порівнюючи цих двох виробників, очікується, що турбіни Френсіса першого можуть досягти меншого нижнього напору в порівнянні з другим.

Максимальна швидкість обертання, за винятком обмежень видимої швидкості, пов'язана з динамічними обмеженнями ротора та іншими технічними обмеженнями, пов'язаними з жорсткістю конструкції. Для більшості виробників, якщо це дозволяють обмеження питомої швидкості, максимальна швидкість обертання турбіни може досягати 1500 об/хв, що є межею для максимальної швидкості обертання комерційного синхронного генератора, що використовується з гідротурбіною. Легко зрозуміти, що в разі, якщо конструктор бажає пряме з'єднання між турбіною і генератором, швидкість турбіни повинна бути такою ж, як і у генератора. Низькошвидкісний генератор є дорожчим і важчим за високошвидкісний генератор для еталонної потужності, тому, якщо це можливо, перевагу надають високій швидкості.

У доступних публікаціях існують значні розбіжності щодо питомої швидкості еталонного типу турбіни. На жаль, доступні дані охоплюють лише типи турбін, які є більш поширеними в наш час і мають загалом високу номінальну потужність. Під час цього дослідження не було знайдено жодних досліджень, пов'язаних з визначенням питомої швидкості малих гідротурбін з

низьким напором, таких як турбіни з водяним колесом і турбіни з гвинтом Архімеда. Крім того, мінімальні розрахункові витрати для мінімальних напорів представлені згаданими дослідженнями питомої швидкості з мінімальними розрахунковими напорами і витратами, які надає значна кількість виробників або які є у відкритому доступі.

Ця інформація була зібрана з їх веб-сайтів, де вона була доступна. Очевидним і дуже цікавим результатом попередньої інформації є те, що немає чіткого визначення діапазону продуктивності для кожної турбіни, особливо при зниженні напору. Звичайно, доступні дані стосуються лише номінальної продуктивності. Мінімальний і максимальний потік та напір для зазначеного мінімального потоку та напору невідомі, і кожна компанія має різні обмеження, засновані на своїх ноу-хау. Попередні опубліковані дані стосуються найбільш «відомих» типів гідротурбін, які зазвичай мають вищу номінальну потужність і, як правило, не можуть покривати область дуже низького напору. Крім них, існує значна кількість пристроїв для виробництва електроенергії при низькому та дуже низькому напорі. Їх номінальна потужність, як правило, знижена, а продуктивність іноді викликає сумніви. Однак вони надають багато потенційних варіантів для застосування при дуже низькому напорі.

Турбіни Каплана, Френсіса та Кросфлоу є найвідомішими з представлених на рисунках 1.1 – 1.3 для низького напору. Вони добре розроблені після багатьох років досліджень і досвіду з тисячами турбін кожного типу, встановлених по всьому світу, і можуть досягати високої ефективності та дуже високого потоку. Поперечна турбіна є імпульсною турбіною, як і турбіни Пелтона та Турго. Хоча теоретично це можливо до певної міри, турбіни Френсіса та поперечні турбіни зазвичай не використовуються на об'єктах з напором нижче 10 м.

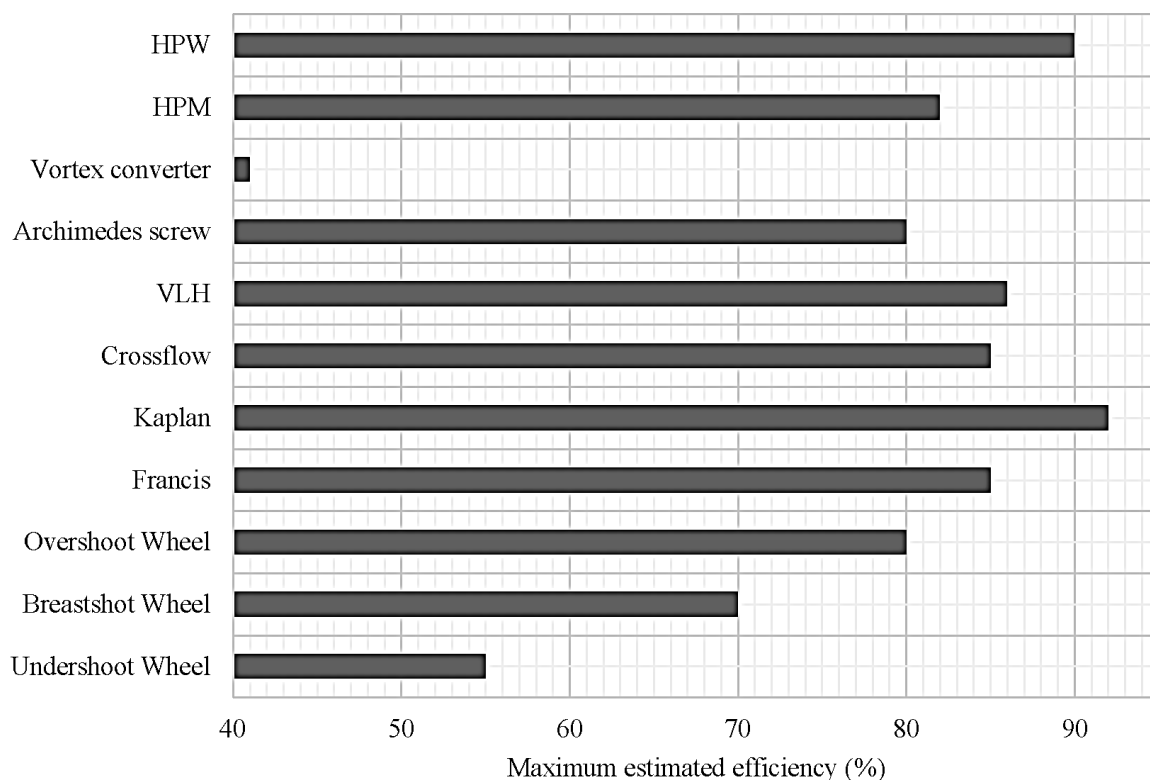


Рисунок 1. 1 - Розрахункова номінальна ефективність для традиційних і нетрадиційних типів турбін для використання при низькому і дуже низькому напорі

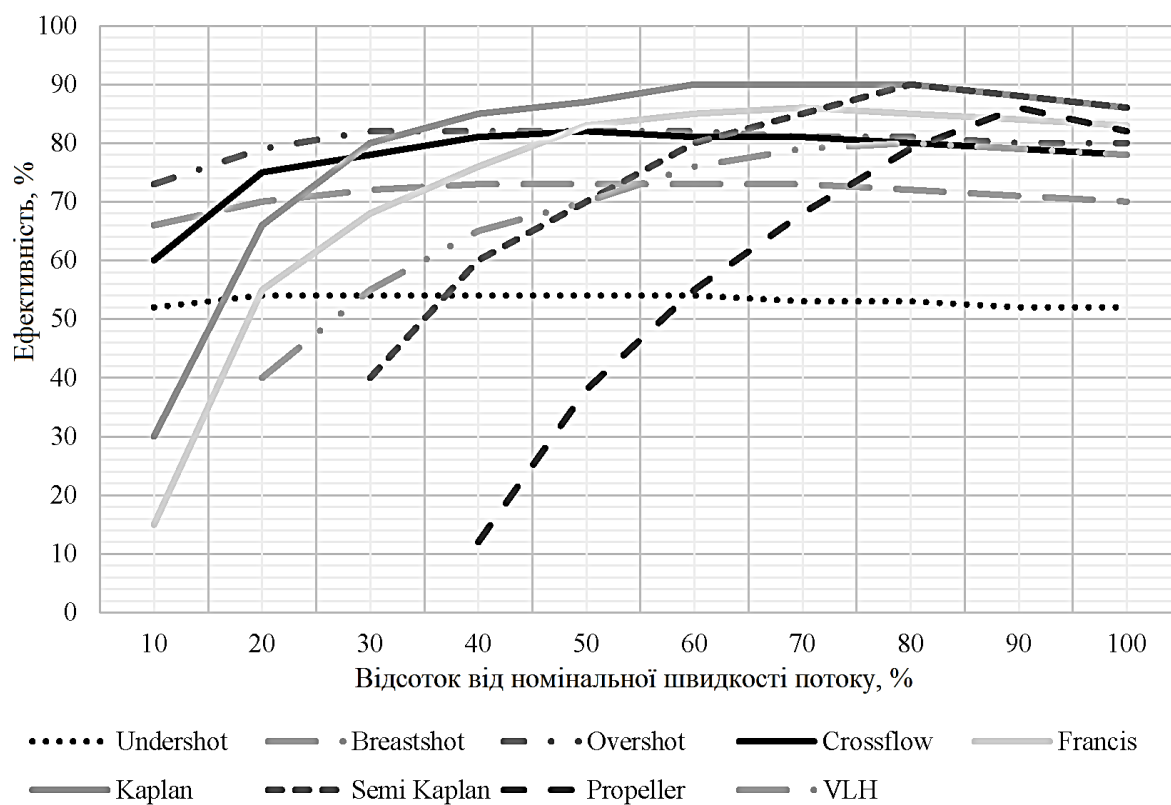


Рисунок 1.2 - Типові криві ефективності різних турбін

Вони класифікуються залежно від того, чи є лопаті ротора або направляючі лопатки змінними або фіксованими для певної швидкості (рис. 1.1). Так, турбіна Каплана (або подвійна регульована турбіна Каплана) зазвичай вважається турбіною зі змінними лопатями ротора і направляючими лопатками. Напівкапланська турбіна має змінні лопаті ротора і постійні направляючі лопатки, а пропелерна турбіна має змінні направляючі лопатки і постійні лопаті ротора. За винятком ротора, значну частину її конструкції становить витяжна труба, яка є корисною для відновлення енергії та запобігання потраплянню повітря (вона також використовується з турбінами Френсіса). Як можна бачити на рисунках 1.1 та 1.2, не ясно, який найнижчий напір можуть досягти турбіни Каплана. VLH — це компактний одноблоковий пристрій нової конструкції, що використовує турбіну Каплана, включаючи генератор та інше обладнання.

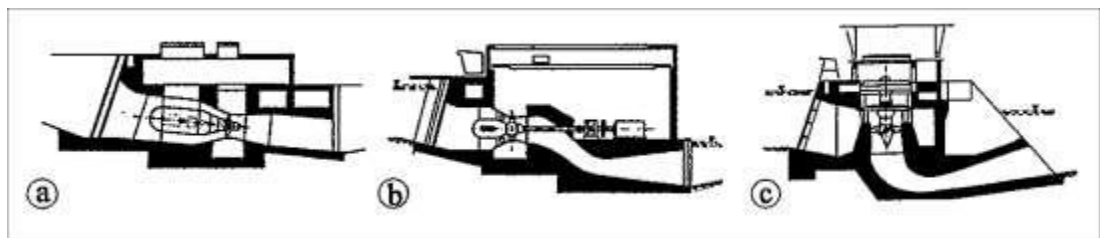


Рисунок 1.3 - Різні турбіни Каплана в різних конфігураціях: а) циліндрична турбіна, б) горизонтальна турбіна S-типу, в) вертикальна



Рисунок 1.4 - Турбіна Каплана і турбіна VLH



Рисунок 1.5 Турбіна Френсіса і турбіна з поперечним потоком

Водяні колеса (верхньоторонні, середньоторонні, нижньоторонні) – це дуже старі пристрої для виробництва електроенергії у водяних млинах та подібних установках. У наші дні їх сучасні версії все ще використовуються для невеликих гідроенергетичних проєктів, іноді в існуючих млинах, щоб зберегти традиційний вигляд споруди. У тому ж напрямку були зроблені спроби створити вдосконалені конструкції, подібні до турбін з водяним колесом, хоча їх принцип роботи інший. Вихровий перетворювач має кілька схожих характеристик з турбіною Френсіса (радіальний вхід, осьовий вихід). Гвинтові турбіни Архімеда, хоча з давніх часів використовувалися як насоси, лише кілька десятиліть тому почали застосовуватися як турбіни для виробництва електроенергії. Звичайно, у відкритому доступі може бути набагато більше пристроїв для виробництва електроенергії з рухомої води. Однак або вони перебувають на ранніх стадіях розробки і про них немає багато інформації, або їхні характеристики не настільки досконалі, щоб вважатися задовільними та конкурентоспроможними порівняно з описаними пристроями.

Крім того, існує велика кількість перетворювачів для використання в умовах «ультра» низького напору, близького до нуля, і відносно низької потужності, але оскільки вони фактично є гідрокінетичними/потокowymi пристроями, вони не широко використовуються в традиційній гідроенергетиці і не були включені в дану роботу. Безсумнівно, існують відмінності між діапазоном продуктивності та кривими ефективності, наведеними вище,

пов'язані з однаковою інформацією, яку кожна компанія надає для турбіни, яку вона виробляє.

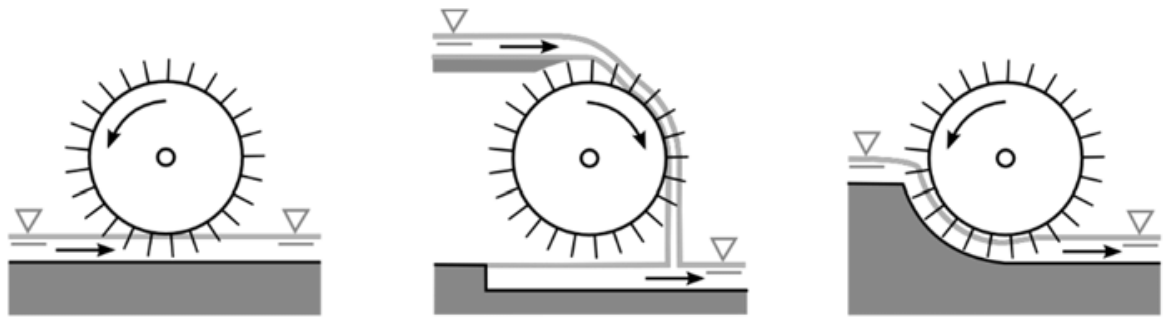


Рисунок 1.6 - Різні типи водяних коліс: нижньоторонне, верхньоторонне та грудне



Рисунок 1.7 - Вихровий перетворювач

1.3 Висновки до розділу

1. Узагальнено сучасний стан і класифікацію гідроенергетичних технологій. Проаналізовано традиційні та нетрадиційні типи гідроенергетичних установок, визначено їхні конструктивні особливості, сфери застосування та технічні обмеження. Особливу увагу приділено об'єктам з низьким та дуже низьким напором, які залишаються малодослідженою та водночас перспективною сферою.

2. Встановлено відсутність єдиного підходу до визначення меж напору та продуктивності турбін. У ході аналізу виявлено значні розбіжності у доступних літературних та виробничих даних щодо мінімального напору та витрати, за

яких може працювати той чи інший тип турбіни. Це створює потребу у стандартизації підходів та оновленні технічних характеристик.

3. Окреслено технічні проблеми та бар'єри гідроенергетики низького напору. До ключових проблем належать: висока собівартість обладнання при низькій потужності, обмежена ефективність існуючих турбін, неадаптованість більшості типових турбін до умов дуже низького напору та недостатній обсяг експериментальних даних.

4. Проведено класифікацію турбін для низького та дуже низького напору із зазначенням їх можливостей. Порівняно характеристики турбін Каплана, Френсіса, Crossflow, VLH, Архімедового гвинта, водяних коліс та вихрових перетворювачів. Встановлено, що саме ці типи обладнання є найпоширенішими у малих гідроенергетичних системах, однак їх ефективність суттєво залежить від конкретних умов застосування.

5. Показано значний потенціал реалізації малих ГЕС у діапазоні низького напору. Наведені у літературі приклади свідчать про наявність великої кількості невикористаних локацій, які можуть бути ефективно задіяні за умови вдосконалення технологій.

6. Виявлено перспективи для подальших наукових досліджень та інженерних рішень. Необхідним є розроблення турбінних систем, здатних ефективно працювати при наднизьких напорах (нижче 1–2 м), оптимізація конструкцій для зниження собівартості та підвищення надійності, а також створення уніфікованих критеріїв оцінювання ефективності таких установок.

2 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Гвинтові турбіни Архімеда

2.1.1 Історичний розвиток конструкції гвинта

Гвинт Архімеда і водяне колесо є найдавнішими гідравлічними машинами, що використовуються донині. Архімед із Сиракуз вважається винахідником гвинта Архімеда в III столітті до н. е., хоча, на думку деяких дослідників, він використовувався в Ассирії принаймні з VII століття до н. е. Крім того, за словами Страбона, Висячі сади Семіраміди поливалися за допомогою гвинтів. Римський інженер і архітектор Вітрувій дав детальний і інформативний опис гвинта Архімеда в одній зі своїх книг I століття до н. е., і його опис відіграв велику роль у збереженні цього пристрою до наших днів. Слід зазначити, що Вітрувій запропонував оптимальну геометрію для 8-лопатевого гвинта, геометричні характеристики якого відносно близькі до розрахованого як оптимальний 8-лопатевого гвинта в тому ж дослідженні. До недавнього часу гвинт Архімеда використовувався тільки як насос. Лише на початку 19 століття його почали використовувати для виробництва електроенергії, а в 1991 році Карл-Август Радлік запатентував його [7]. Кілька років тому були опубліковані перші результати випробувань його ефективності як гідротурбіни для виробництва електроенергії для використання в місцях з низьким напором. Конструкція машини робить її привабливою для використання в умовах суворих екологічних обмежень, пов'язаних з рибальством.

Причиною цього є те, що завдяки низькій швидкості та великим розмірам риба може пропливати крізь пристрій, якщо дотримуватися ряду обмежень. Діапазон продуктивності ГТА вважається таким, що становить від 1 до 10 м напору та від 0,25 до 15 м³/с витрати. Звичайно, ці цифри відносяться до номінальних значень. Мінімальний і максимальний можливий потік і напір для турбіни, спроектованої для конкретних характеристик, залежать від багатьох

параметрів, які будуть розглянуті в наступних розділах. Верхні межі в основному визначаються розмірними обмеженнями.



Рисунок 2.1 - Гвинт і водяний насос Леонардо да Вінчі

2.1.2 Допустимі розміри гвинта

Розміри обмежені можливостями обладнання під час виробничого процесу та обмеженнями транспортування, що збільшує кінцеву вартість. У наступній таблиці (2.1) наведено кілька основних загальних правил для нестандартного автомобільного транспорту в ЄС. Ці обмеження можуть відрізнятися в різних країнах, але їх можна використовувати як загальні рекомендації. Виходячи із зазначених обмежень, максимальний діаметр, який можна транспортувати без обмежень, не може перевищувати приблизно 2,5 м (загальна висота - висота причепа), а максимальна довжина - 24 м. Очевидно, що можна транспортувати більші машини, і дійсно, ряд виробників пропонують

машини діаметром до 5 м, але з збільшенням розмірів потрібні спеціальні дозволи та необхідне проектування маршруту, щоб уникнути вузьких або низьких проїздів (тунелів, мостів тощо). В результаті вартість транспортування збільшується, а оскільки багато гідроелектростанцій розташовані в віддалених місцях, далеко від автомагістралей, транспортування великих турбін може стати справжнім викликом і призвести до значних витрат на установку, що також вважається однією з головних переваг гідроенергетичних схем з ГТА. На основі літературних джерел [8] можна оцінити, що трилопатева ГТА з кутом нахилу 22° може досягти максимального потоку близько $2,7 \text{ м}^3/\text{с}$ і максимального напору близько 8 м, враховуючи, що довжина ротора, не покрита лопатями, становить 2 м, з урахуванням зазначених обмежень розміру.

Таблиця 2. 1. Рамки для дозволів на перевезення нестандартних вантажів автомобільним транспортом (Європейські рекомендації щодо найкращих практик для перевезення нестандартних вантажів)

	Дозвіл не потрібен	Довгостроковий дозвіл	Коридор
Максимальна ширина	3 м	3,5 м	4,5 м
Максимальна загальна довжина	24 м	30 м	40 м
Максимальна загальна висота	4 м	4,2 м	4,4 м



Рисунок 2.2 - Приклади дорожнього транспортування AST

2.1.3 Швидкість гвинта

Для будь-яких розрахунків продуктивності, очевидно, необхідна швидкість обертання. Формула для розрахунку (2.1) максимальної швидкості обертання з основним параметром зовнішнього діаметра гвинта була запропонована Муйскеном в 1932 році [8]. Муйскен запропонував цю формулу на основі досвіду та експериментів. Розрахована за цією формулою швидкість для еталонного діаметра також іноді називають «межею Муйскена», оскільки вище цієї межі втрати на тертя та відцентрові сили стають надмірними, а ефективність починає знижуватися. Можна збільшити швидкість вище цієї межі, особливо в установках із змінною швидкістю на короткий час, щоб отримати більший потік, однак за рахунок зниження ефективності. Згідно з [9], більшість європейських виробників гвинтів рекомендують і використовують цю швидкість обертання.

$$n_{\max} = \frac{50}{D_o^{2/3}} \quad (2.1)$$

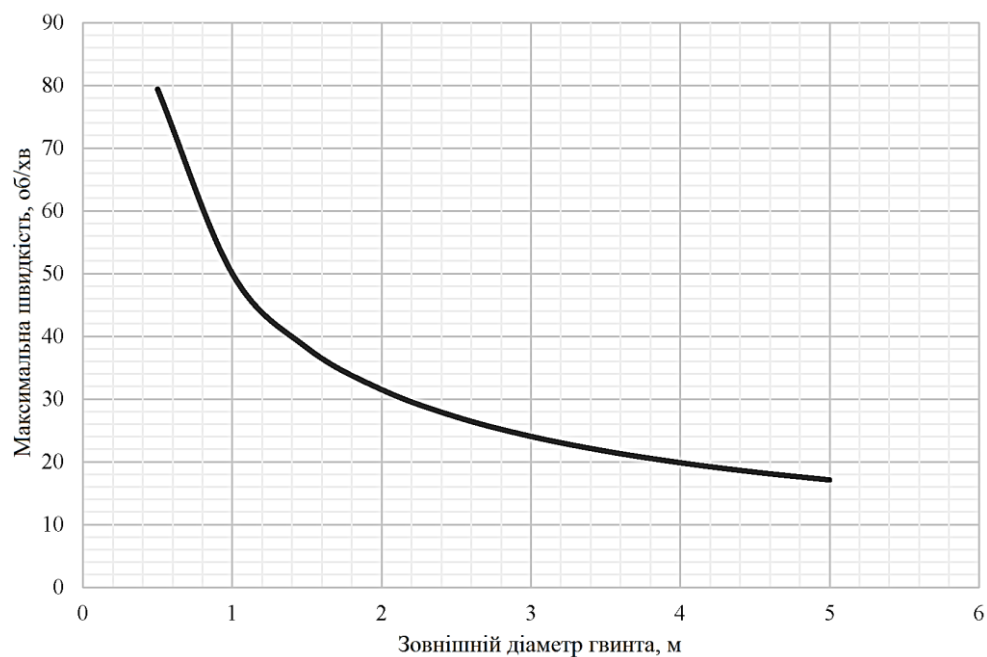


Рисунок 2.3 - Максимальна швидкість як функція зовнішнього діаметра

Нижні межі діапазону продуктивності також не є чіткими. Для мінімального діаметра 0,5 м, виходячи з тієї ж літератури, що й раніше, максимальний досяжний потік може становити близько 0,1 м³/с. Це максимальний потік для еталонного діаметра, мінімальний частковий потік для зазначеної конструкції може бути значно нижчим, нижче 20 % номінального потоку в хороших умовах. Діаметри менше 0,5 м можна виготовити, але в цьому випадку потрібно додатково дослідити, чи є вартість конкурентоспроможною порівняно з іншим типом турбіни для того самого застосування.

2.1.4 Зазор між гвинтом та трубою

Іншим важливим параметром є те, що конструктор повинен забезпечити жорсткість ротора, як і для більших діаметрів. Зі зменшенням діаметра відхилення збільшується для еталонної довжини. Цей факт створює необхідність, якщо відхилення є значним, збільшити відстань між ротором і жолобом з метою уникнення контакту, що збільшить втрати на витік і зменшить ефективність. Максимальний зазор між гвинтом і жолобом розраховується за формулою (2.2), і це зазор, який можна виміряти, поблизу підшипників валу, де починається відхилення. Мінімальний зазор у точці максимального відхилення, звичайно, буде меншим. Однак немає опублікованих досліджень, які б вказували на мінімальний зазор. Мінімізація зазору дала б значний прибуток, оскільки призвела б до мінімізації втрат на витік. Виробник гвинтів не може гарантувати ефективність без зазначення верхньої межі ширини зазору, що є логічним, оскільки в цьому випадку він не зможе знати втрати на витік. Мінімальний зазор можна оцінити, якщо доступні деякі геометричні деталі.

$$s_{sp} = 0,0045\sqrt{D_o} \quad (2.2)$$

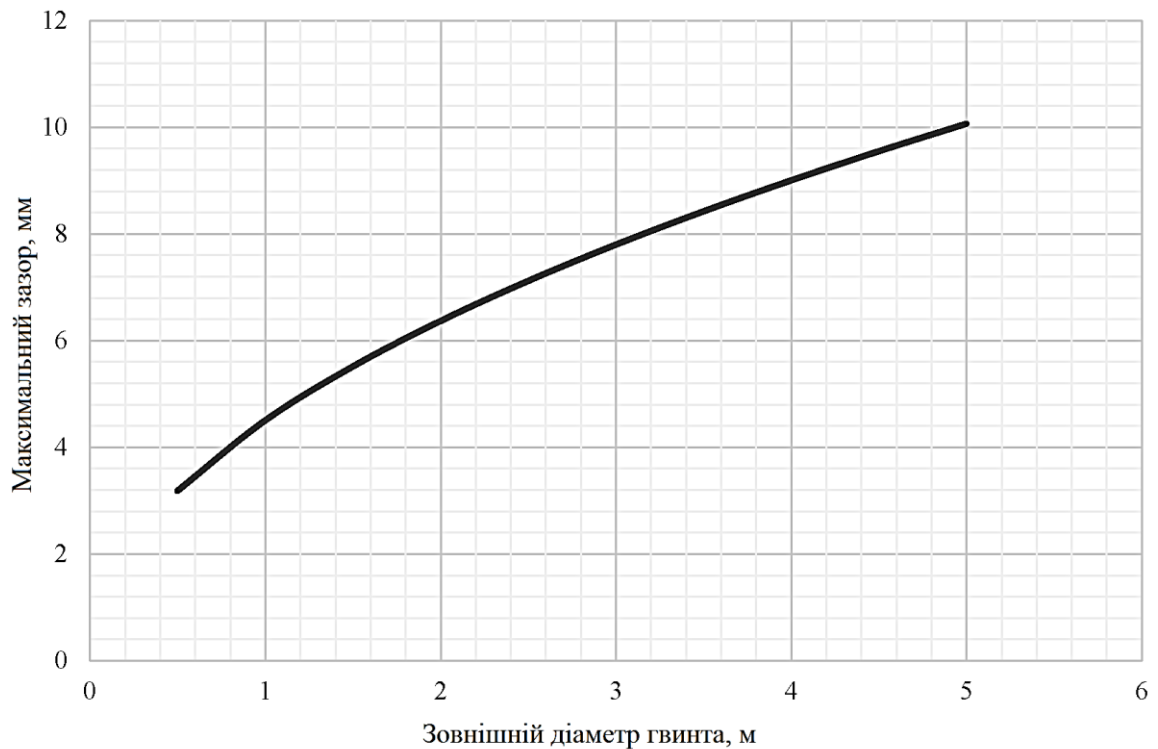


Рисунок 2.4 - Максимальний зазор як функція зовнішнього діаметра

Для мінімального напору немає жодних очевидних обмежень, пов'язаних з процесом виробництва, якщо є доступна довжина, покрита лопатями. Фактичним обмеженням є те, що для використання загальної різниці між двома рівнями води частина ротора повинна бути занурена. Ця занурена частина призведе до втрат в результаті опору через гідродинамічний опір, як буде описано в наступному розділі. Якщо опір високий, а потужність відносно невисока, ефективність буде знижена до неприйняттого рівня. Отже, можна використовувати дійсно низький напір, але його не можна поєднувати з низьким потоком, якщо очікується задовільний ККД.

2.1.5 Матеріал з якого виготовляють гвинт

Окрім обмежень щодо транспортування або жорсткості через розміри ГТА, іншим потенційним параметром є доступність сировини. Гвинтові насоси виготовляються зі сталі St.37. Існують гвинти, виготовлені з плексигласу та, можливо, інших матеріалів для використання в випробувальних установках, але

з досліджень, викладених у цій дисертації, у комерційних застосуваннях, де розмір є великим і необхідна довговічність, використовується тільки сталь. Розміри труби, яка є серцевиною ротора, визначені стандартом DIN 2448, який включений до більш нового стандарту EN 10220:2002. Цей стандарт визначає діаметр труб і товщину, але не довжину, тому довжина, яку використовує кожен виробник, здається, визначається постачальником. В результаті існують варіації в комбінаціях діаметра і довжини через обмеження, пов'язані з транспортуванням, конструкцією і ринком. Кожен виробник, спираючись на свої знання, має різний асортимент продукції з урахуванням зазначених обмежень і прагне задовольнити потреби своїх клієнтів, спираючись на свій досвід.

2.2 Кількість лопатей та захист риби

Кількість лопатей є ще однією цікавою темою. Можливо, що в давнину ГТА мали більшу кількість лопатей, ніж сьогодні. Дослідження Вітрувія [10] щодо 8 лопатей вказує на це, можливо тому, що вважалося, що більша кількість лопатей може збільшити потік. У наш час більшість виробників використовують у своїх конструкціях 3, 4 або 5 лопатей, а максимально допустима кількість лопатей збільшується із збільшенням діаметра, як показано на рисунку 2.5 після збору даних з 201 різних гвинтових систем. Кількість лопатей є результатом оптимізації, яку кожен виробник провів на основі свого досвіду. На згаданому рисунку також видно, що в деяких діапазонах діаметрів використовується більше ніж одна кількість лопатей. Крім того, критична периферійна швидкість для травмування риби становить 4 м/с. Однак, для різних мас риби (0,21 - 6,5 кг) було встановлено, що сила удару від 2 до 2,5 кг/см² спричиняє вм'ятини/синці на боці риби, і це було прийнято за поріг пошкодження. Отже, враховуючи, що кінцева швидкість гвинта для зазначених максимальних швидкостей коливається від 2 до 4,5 м/с, щоб уникнути

травмування навіть великих риб, краї лопатей завжди повинні бути покриті стисливим бампером

Тут можна зазначити, що а) кількість лопатей збільшується з діаметром/потокком, тому це впливає на ефективність та мінімальний/максимальний частковий досяжний потік, і що б) можливо, при менших діаметрах (і менших потоках) не можна використовувати велику кількість лопатей через високу швидкість, яка стане небезпечною для міграції риб і призведе до втрати гвинтовими насосами або турбінами однієї з їхніх значних переваг, а саме рибодружності. Також визначається мінімальний діаметр для еталонної кількості лопатей (таблиця 2.2). Товщина лопатей також є важливою, лопать з більшою товщиною призведе до удару з меншим тиском і зменшить ймовірність травмування, але також збільшить вагу та момент інерції. Для зменшення тиску удару передня кромка також покрита гумовим бампером.

Таблиця 2. 2 - Мінімальний діаметр і максимальна швидкість для гвинтів з фіксованою і змінною швидкістю на основі кількості лопатей

Кількість лопатей	Фіксована швидкість		Змінна швидкість	
	Мінімальний діаметр (м)	Максимальна швидкість (об/хв)	Мінімальний діаметр (м)	Максимальна швидкість (об/хв)
5	3	24	2,3	29
4	2,2	30	1,6	36
3	1,4	40	1,1	48



Рисунок 2.6 - Передній край, покритий гумовим бампером

Існує ряд потенційних недоліків ГТА порівняно з іншими типами турбін, що використовуються в тому ж діапазоні продуктивності (наприклад, Каплан). Ці потенційні недоліки пов'язані головним чином з тим, що це турбіна з вільною поверхнею, тому філософія її роботи має деякі відмінності, пов'язані з імпульсними та реактивними машинами.

Згідно з публікацією, на яку посилається автор, турбіна ГТА може бути безпечною для риб довжиною від 8 до 63 см завдяки своїй конструкції, яка дозволяє рибам мігрувати через неї, але зазор між гвинтом і жолобом, який становить від 5 до 10 мм, може призвести до серйозних пошкоджень і смертності, особливо серед риб невеликих розмірів.

Що стосується безпечності для риб, то при великих діаметрах швидкість кінчика перевищує 4 м/с, що вважається критичною швидкістю для травмування риб, і в результаті збільшуються пошкодження від зсувного напруження та смертність. Два не дуже відомі види пошкоджень для риб – це баротравма та емболія, які відбуваються через швидку та тривалу декомпресію (більше 30 %) на вході в турбіну. Різні види риб більш-менш схильні до баротравми. Багато видів риб мають пневматичний канал, який допомагає швидко вдихати або видихати газ, тоді як інші не мають такого каналу і повинні регулювати вміст газу в організмі шляхом дифузії в кров. Однак ця

дифузія може тривати години, тому в разі дуже швидкого переходу від вищого до нижчого тиску може виникнути баротравма. В умовах низького потоку, коли гвинт вимикається, передня частина і турбіна спорожняються через короткий проміжок часу, і риба, що потрапила в пастку, гине. Також можливий вплив на міграцію та нерест риби. На основі Посібника з належної практики Агентства з охорони навколишнього середовища рекомендується швидкість всмоктування менше 0,25 м/с. У будь-якому випадку, хоча турбіна вважається дуже безпечною для риби, існує багато питань, що потребують подальшого розгляду, пов'язаних із захистом риби та порушенням її спокою.

Порівнюючи гідродинамічну гвинтову турбіну з турбіною Каплана, як запропоновані турбіни для згаданої схеми, можна помітити значні відмінності в ефективності, але головним чином у використаному чистому напорі та потоці, з якими може працювати кожна установка. Автор вважає, що криві продуктивності, надані виробником гідродинамічного гвинта, не є чіткими та зрозумілими, і вони відображають лише ефективність валу, а не воду до дроту, при фіксованому напорі, не беручи до уваги втрати в трансмісії, генераторі, опір на виході через занурений кінець або втрати напору в передньому басейні. Для заданої геометрії в цьому дослідженні, оскільки швидкість є фіксованою, єдиним способом регулювання вхідного потоку та рівня води є використання шлюзових воріт. Це призведе до зменшення чистого напору, пов'язаного з доступним, що призведе до зниження загальної ефективності, оскільки чистий напір є нижчим за проектний чистий напір для доступного потоку. Однак, за словами автора, для розрахунку енергії використовувався доступний, а не робочий напір (рівень води після шлюзової заслінки), і в результаті розрахунки були нереалістичними.

Проект гідроелектростанції Settle, здається, досяг приблизно лише 85% від своєї номінальної максимальної потужності. Використовуючи дані з сайту та дані виробника і застосовуючи коригування, пояснені в звіті, пов'язані з ефективністю та діапазоном продуктивності, реалістична оцінка вихідної потужності становить 84 096 кВт·год, що приблизно на 100 000 кВт·год нижче

за оцінку вихідної потужності, надану установником (183 981 кВт·год), яка була використана для прийняття фінансового рішення про реалізацію проекту. Якщо переглянута оцінка річної енергетичної потужності є правильною, витрати на реалізацію проекту не можуть окупитися протягом двадцяти років, не враховуючи витрати на технічне обслуговування та інші вторинні витрати. На основі тих самих розрахунків, використання правильно встановленої подвійної регульованої турбіни Каплана на об'єкті в Сеттлі дало б оцінену річну потужність 212 000 кВт·год.

2.3 Шум від роботи гідроустановки

Окрім проблем з продуктивністю, пов'язаних з потоком, виникають сумніви щодо рівня шуму, який створюється зміною напрямку води, що виходить із гвинта, та зворотним заповненням ковшів, залежно від того, чи потік є високим чи низьким. Після дослідження автором трьох гідроелектростанцій, що використовують гідродинамічний гвинт, було встановлено, що рівень шуму був настільки високим, що не можна було б отримати дозвіл на будівництво в житловій зоні. Крім того, високий рівень шуму вважається ознакою неефективності. Було проведено ряд досліджень у сфері рівня шуму, що створюється ГТА, включаючи вимірювання, а також вимірювання та моделювання для оцінки рівнів шуму в районі гідроелектростанції. У Великобританії оцінка рівнів шуму, пов'язаних з відновлюваними джерелами енергії, може здійснюватися відповідно до методології, керівних принципів та обмежень, викладених у стандартах BS4142:1997, BS8233:1999 та BS7445-1:1993. Денна робота зазвичай вважається роботою з 7:00 до 23:00, а нічна робота – з 23:00 до 7:00. Шум ГТА складається з декількох компонентів, які загалом можна підсумувати так: а) механічний шум від генератора поблизу вхідного отвору; б) шум від лопатей, вхідного отвору та потоку води; в) шум від потоку води на виході; г) шум від води, що протікає через рибний прохід. Рівень шуму генератора (А) можна

зменшити за допомогою системи охолодження або покривши його шумоізоляційним кожухом. Рівень шуму на вході (В) і виході (С) зазвичай не є високим, якщо рівні води не змінюються істотно порівняно з номінальними, а різниця в рівнях води до і після перехідних точок є обмеженою. Слід нагадати, що високий рівень шуму вважається ознакою зниження ефективності.

Для визначення рівня шуму проводиться ряд вимірювань у широкому діапазоні частот за допомогою датчиків, розміщених у певних точках, пов'язаних з джерелом шуму. Перша згадана оцінка дає результат «Скарги малоймовірні». Друга згадана оцінка посиляється на DIN EN ISO 3746 та DIN 45645 Частина 1 щодо типу вимірювання та на DIN ISO 9613 - 2 щодо процедури. Дані, зібрані з трьох датчиків, вводяться в програмне забезпечення для моделювання з метою створення схеми рівня звукового тиску для території навколо гідроелектростанції.



Рисунок 2.7 - Основні джерела шуму навколо та AST

2.4 Геометрія гвинта та її вплив на продуктивність

Мабуть, найважливішими параметрами геометрії для продуктивності турбіни, після зовнішнього діаметра, є також коефіцієнт кроку та коефіцієнт

діаметра. Згідно з Rorres [10], оптимальний коефіцієнт радіуса становить 0,54. Однак це дослідження не враховує втрати на витік, а основним критерієм оптимізації є максимізація потоку (максимальна кількість води на оборот). У ньому повідомляється [9], що майже всі встановлені ГТА мають коефіцієнт кроку, близький до 1, і коефіцієнт радіуса, близький до 0,5. У згаданому звіті було досліджено 74 ГТА на 71 об'єктах в Європі, і встановлено, що діапазон кута нахилу становить 0,86–1,25, а радіусу — 0,3–0,52. У тому ж джерелі повідомляється, що найпоширенішим є гвинт з трьома лопатями, радіусом 0,5 і кутом нахилу 22° .



Рисунок 2.8 – Монтаж лопатей ГТА, можливо, для зниження рівня шуму

У ході даного дослідження не вдалося з'ясувати, як цей кут нахилу був визначений як дуже хороший кут нахилу для ГТА. На основі чисельних розрахунків [11], які, однак, не повністю моделюють механізми втрат, ефективність збільшується із зменшенням кута нахилу для рівня заповнення ковша, що дорівнює оптимальному ($f = 1, Q_0 = 0$), але коли рівень заповнення збільшується ($f > 1, Q_0 > 0$), це явище, здається, змінюється на протилежне, і ефективність зменшується із зменшенням кута нахилу [11]. Як і очікувалося, експериментальні дані надають додаткову інформацію. Lyons [11] не спостерігає значного підвищення ефективності для кута установки, вищого за $24,9^\circ$. Lashofer [9] наводить експериментальні дані, які показують деякі

відмінності в ефективності для різних кутів нахилу і падіння ефективності при збільшенні потоку для конкретної геометрії при кожному випробуваному куті нахилу. Це здається дещо дивним, хоча геометрія гвинта і номінальний потік, як відомо, не дозволяють детально визначити характеристики відпочинку. У тому ж документі також представлені результати випробувань роторних гвинтових турбін (РГТ), іншого підходу до гвинтової турбіни, повністю покритої жолобом/оболонкою, яка обертається з тією ж швидкістю, що і ротор. Хоча конструкція РГТ орієнтована на зменшення витоків і втрат від переповнення, вона має нижчу ефективність у діапазоні тестованих потоків, кутів і швидкостей, можливо, через збільшення втрат на тертя. Було висловлено припущення, що менші кути призводять до збільшення рівня заповнення ковшів і вищої ефективності, хоча вони призводять до збільшення довжини турбін з вищими витратами на виробництво і транспортування. Попередня чисельна формула була описана декількома дослідниками [10]. Загальний витрата, з яким може впоратися гвинт, складається з наступних п'яти компонентів:

- Q_W - Потік, що створює крутний момент.
- Q_G - Витік між гвинтом і жолобом.
- Q_O - Витік при переповненні гвинта ($f > 1$).
- Q_F - Витік через тертя, що утворюється водою, яка прилипає до лопатей.
- Q_P - Витік, якщо на одній стороні жолоба немає направляючої пластини.

Витік через тертя Q_F можна не враховувати, оскільки він порівняно невеликий. Витік Q_P можна усунути за допомогою сталевієї пластини. Рівняння балансу потоку:

$$Q = Q_W + Q_G + Q_O \quad (2.3)$$

Загальний приплив Q — це загальний доступний потік на вході, який може бути потоком з відкритого каналу подачі. За допомогою формули

Меннінга (ESHA 2004) загальний приплив можна співвіднести з геометричними характеристиками відкритого каналу припливу.

$$Q = \frac{A}{n_m} R^{2/3} S_f^{1/2}, \quad (2.4)$$

$$A = a w, \quad (2.5)$$

$$R = \frac{a w}{w + 2a}. \quad (2.6)$$

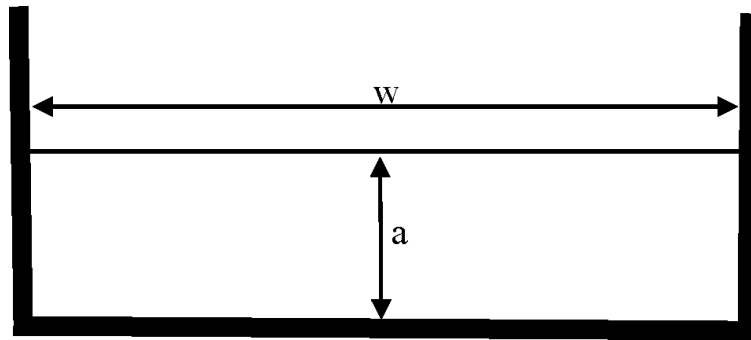


Рисунок 2.9 - Поперечний переріз прямокутного відкритого каналу.

Потік Q_w був визначений Вайсбахом у 1855 році [8]. Також для визначення об'єму на один оборот гвинта V_u , об'єму води, що надходить або витікає з гвинта за один оборот, який дорівнює об'єму, що відповідає довжині одного кроку, Поррес [10] ввів наступні безрозмірні параметри.

$$Q_w = \frac{n_r}{60} V_u, \quad (2.7)$$

$$\rho = \frac{D_i}{D_o} \text{ (відношення радіусів) }, \quad (2.8)$$

$$\lambda = \frac{P \tan \beta}{\pi D_o} \text{ (відношення кроку) }, \quad (2.9)$$

$$v_u = \frac{V_u}{\pi P R_o^2} \text{ (співвідношення об'ємів) }, \quad (2.10)$$

$$\lambda v_u = \frac{V_u \tan \beta}{2\pi^2 R_o^3} \text{ (співвідношення об'ємів на оборот) }. \quad (2.11)$$

Загальна кількість ковшів і об'єм води в кожному ковші по всій довжині гвинта обчислюються за такими формулами.

$$N_B = \frac{LN}{P}, \quad (2.12)$$

$$V_B = \frac{V_U}{N}. \quad (2.13)$$

За допомогою цих простих формул можна оцінити об'єм води в гвинті на оборот і витрату. Цей метод не дозволяє розрахувати втрати на витік як функцію об'ємного співвідношення, тому він не є точним, якщо ці втрати є високими, за винятком випадків, коли вони вказані, і витрату можна розрахувати більш точно за формулою 2.3. Однак його можна використовувати на першому етапі розрахунку, щоб перевірити, чи може геометрія (діаметри, крок тощо) забезпечити необхідну витрату. Поррес [10], використовуючи чисельні моделювання, запропонував оптимальні характеристики для шнеків з різною кількістю лопатей (1 - 25), маючи на меті максимізувати коефіцієнт об'єму на оборот, однак без розрахунку втрат на витік або переповнення. Незрозуміло, чи критерій оптимізації для максимального потоку призводить до оптимальної ефективності для еталонного потоку. У таблиці 2.3 наведено запропоновані значення для гвинтів з 3, 4 і 5 лопатями, які є найпоширенішими на сьогодні.

Таблиця 2.3 - Розраховані оптимальні характеристики для максимізації коефіцієнта об'єму на оборот для гвинтів з 3, 4 і 5 лопатями [10]

Кількість лопатей	Коефіцієнт радіуса	Коефіцієнт нахилу	Співвідношення об'ємів	Відношення об'єму до обороту
5	0,5352	0,263	0,2647	0,0696
4	0,5353	0,2456	0,2667	0,0655
3	0,5357	0,2217	0,2697	0,0598

Досі не до кінця зрозуміло, яка максимальна ефективність може бути досягнута за допомогою ГТА. Згідно з веб-сайтом Andritz Atro, гідродинамічна гвинтова турбіна може досягти ефективності до 92 %. Лашофер [7] після експериментального дослідження стверджує, що ефективність перевищує 84 % з піковими значеннями 94 %. Lyons [11], Rohmer [10] наводять вимірювання або чисельні оцінки в діапазоні 80–85 %. Ці цифри стосуються номінальної

ефективності, і не завжди зрозуміло, чи стосуються вони чистої, чи валової ефективності турбіни, хоча в лабораторних умовах чиста ефективність здається більш імовірною. Ефективність при частковому навантаженні є областю, в якій можна провести додаткові дослідження. Крім того, досі не встановлено, який мінімальний потік можна досягти і як працює пристрій в цій області. Крива ефективності, яка не є дуже високою, але відносно постійною, була б перевагою, якби її можна було досягти. Незалежна детальна оцінка, проведена Mannpower consulting Ltd, яка вивчає гідроелектростанцію, що використовує турбіну Andritz Atro, показує, що при постійній швидкості та потоці від 21 до 60 % ефективність турбіни коливалася від 49 % до 74 %. Згідно з тією ж оцінкою, ефективність перетворювача частоти, необхідного для роботи зі змінною швидкістю, була розрахована в діапазоні від 86 до 96 %.

Під час цього дослідження не вдалося зібрати багато інформації про питому швидкість ГТА. Лише одна публікація містить інформацію про цю область [9]. Дані згаданої статті включають 5312 значень з лабораторних вимірювань і 36 значень з польових вимірювань, і вони представляють діапазон продуктивності від < 1 до 7 м напору і від 2 до 45 об/хв питомої швидкості. Найвищі значення ефективності спостерігаються при низьких питомих швидкостях від 3 до 15 об/хв. Знижені значення ефективності нижче 15 об/хв були отримані для турбін з великим кутом нахилу, високою витратою і недостатньою швидкістю, де ні в лабораторних, ні в польових вимірах не було зафіксовано високої ефективності. Для лабораторних вимірювань було використано сім типів гвинтів з вісьмома кутами нахилу (від 18° до 32° з кроком 2°). Витрата варіювалася від 20 л/с до 220 л/с з кроком 20 л/с, а швидкість – від 20 об/хв до 80 об/хв з кроком 5 об/хв. Еталонна конструкція, яка використовувалася під час вимірювань, мала чотири лопаті з коефіцієнтом кроку, рівним 1, і коефіцієнтом радіуса, рівним 0,5. На думку авторів, ГТА є турбіною з найвищим потенціалом зростання протягом наступного десятиліття.

2.5 Вартість гідротурбіни Архімеда

Вважається, що ГТА загалом є неекономічними. Lashofer [12] опублікував дві формули для розрахунку вартості електростанції, використовуючи дані про 74 турбіни ГТА з фіксованою та змінною швидкістю по всій Європі з 71 об'єкта, в діапазоні 1–140 кВт і напором від 1 до 6 м, хоча більша частина (81 %) має напір до 3,5 м і витрату від 0,1 до 6 м³/с, діаметром від 1 до 3,6 м.

Іншою дуже цікавою інформацією з цього дослідження є те, що термін будівництва проектів з вибірки становить від 1 до 40 місяців, а середній час обслуговування – 1 година на тиждень. Немає повідомлень про скарги сусідів на шум у 48 % досліджених установок, а огороження, здається, є ефективним заходом проти постійного зниження шуму та проблем з обмерзанням, які були інтенсивними при температурах нижче -10 °С.

$$C_{RR} = 25000 \left[Pe / H^{0,35} \right]^{0,65} \quad (2.14)$$

Орієнтовна вартість як функція номінальної потужності виглядає привабливою на основі кривих з інших джерел, в яких досліджувалися установки з напором від 2 до 30 м. Дані були опубліковані в 2008 році (з урахуванням інфляції за ці роки), але зібрані в 1989 році компанією Salford University Civil Engineering Ltd і стосуються 50 об'єктів у північно-західній Англії з встановленою потужністю в діапазоні 25–990 кВт. Однак той факт, що в більшості цих проектів можуть використовуватися турбіни з більш високою ефективністю (Каплан), повинен призвести до того, що їхній дохід буде вищим за аналогічну кількість годин роботи на рік. Крім використаної формули, існують й інші для оцінки вартості гідроенергетичного проекту (загальної) та гідротурбіни, але ті, що були знайдені під час цього дослідження, походять із ще більш старих досліджень. Оскільки формула 2.14 охоплює установки з напором вище 2 м, а більшість вимірювань ГТА стосуються напору нижче 3,5 м, середня вартість установок з напором від 2 до 3,5 м представлена на рисунку 2.10 для порівняння з кривими вартості проектів ГТА. Потужність у формулі 2.14 вказана в кВт, а результат – у фунтах стерлінгів (£).

2.6 Висновки до розділу

1. Проведено комплексний аналіз конструкції гвинтової турбіни Архімеда (ГТА). У розділі розглянуто історичні аспекти розвитку конструкції, сучасні сфери застосування та ключові фактори, які визначають працездатність турбіни при низьких і дуже низьких напорах. Підтверджено, що ГТА залишається одним із найбільш перспективних типів турбін для малих ГЕС з екологічними обмеженнями.

2. Визначено конструктивні та технологічні обмеження щодо розмірів ГТА. Проаналізовано можливості транспортування, залежність розмірів гвинта від технічних норм ЄС та практичні обмеження щодо діаметра й довжини ротора. Показано, що збільшення габаритів суттєво впливає на вартість виготовлення та монтажу, що необхідно враховувати на етапі проектування.

3. Визначено закономірності вибору швидкості обертання та її вплив на ККД турбіни. Обґрунтовано застосування «межі Муйскена» як орієнтиру для визначення максимальної доцільної швидкості обертання. Встановлено, що перевищення цієї межі призводить до різкого збільшення втрат та зниження ефективності, особливо для машин зі змінною швидкістю.

4. Проаналізовано вплив зазору між ротором і жолобом на втрати та ефективність. Доведено, що зазор є критичним параметром у формуванні витоків води через боковий простір, а мінімізація зазору напряду підвищує ефективність роботи ГТА. Разом з тим надмірне зменшення зазору обмежене конструктивною жорсткістю ротора.

5. Оцінено придатність різних матеріалів для виготовлення гвинта. Установлено, що для промислових ГТА оптимальною є конструкція зі сталі (St.37 та інші марки), яка забезпечує потрібну жорсткість і довговічність. Альтернативні матеріали (пластики, композити) можуть застосовуватися лише в лабораторних установках через обмежену міцність.

6. Проаналізовано вибір кількості лопатей та пов'язані з цим екологічні вимоги. Показано, що кількість лопатей впливає на витратну характеристику,

питомий тиск на рибу, швидкість кінчиків та безпечність для мігруючих водних ресурсів. Обґрунтовано необхідність застосування гумових бамперів на лопатях для зменшення травмування риб.

7. Проведено оцінку шумових характеристик ГТА. Виявлено, що рівень шуму суттєво залежить від стабільності потоку та конструкції лопатей. Надано огляд нормативних вимог щодо шуму (BS, DIN, ISO), а також визначено, що надмірний шум є індикатором зниження ефективності та може створювати бар'єри для встановлення ГТА у житлових районах.

8. Розглянуто геометричні параметри гвинта та їхній вплив на продуктивність. На основі літературних та експериментальних даних визначено оптимальні діапазони коефіцієнта кроку, коефіцієнта радіуса та параметрів ковшів. Показано, що геометрія гвинта значною мірою визначає як номінальну, так і часткову ефективність турбіни.

9. Оцінено реальні та номінальні показники ККД ГТА. Встановлено, що заявлені виробниками значення ефективності (до 92–94%) часто не враховують повних гідравлічних втрат. Реальні експериментальні дані демонструють ефективність у діапазоні 80–85% і суттєве падіння ККД в умовах часткових навантажень, що потребує додаткових досліджень.

10. Проаналізовано економічні аспекти використання ГТА. Надано огляд моделей розрахунку вартості та визначено тенденції цінових залежностей від потужності установки. Наголошено, що, хоча ГТА є конструктивно простою турбіною, її економічна привабливість знижується через нижчу ефективність порівняно з турбінами Каплана, особливо при низьких чистих напорах.

11. Виявлено ключові фактори, які обмежують застосування ГТА у реальних проектах. До таких належать: шумові характеристики, витрати через зазор, недосконалість методів регулювання потоку, обмеження щодо транспортування та рибозахисні вимоги. Ці обмеження необхідно враховувати при виборі турбіни для конкретних гідрологічних умов.

3 РОЗРАХУНКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Моделювання виробництва електроенергії та втрат. Вихідні дані

Цей розділ був розроблений на основі існуючої літератури з великої кількості досліджень про виробництво електроенергії, продуктивність та механізми втрат в ГТА, опублікованих протягом останніх років. Втрати підшипників були розраховані на основі методу розрахунку, який надає відомий виробник підшипників (SKF). Підсумовуючи, розраховані набори потужностей, що мають на меті визначити ефективність і вихідну потужність як турбіни, так і всієї схеми, є такими:

- Загальна доступна потужність.
- Втрати у передньому басейні.
- Втрати у відкритому каналі подачі.
- Втрати на фільтрування.
- Втрати на перехід у вхідній частині турбіни.
- Загальна потужність, яка може бути вироблена у разі відсутності втрат.
- Втрати на витік через зазор між ротором і жолобом.
- Втрати від переповнення у разі високого рівня наповнення ($f > 1$).
- Втрати на тертя, що створюються жолобом і ротором.
- Втрати на опір підшипників.
- Втрати на опір через занурену частину ротора на виході.
- Втрати на перехід на виході турбіни.
- Втрати на передачу.
- Втрати в перетворювачі частоти (для змінної швидкості).
- Електричні втрати (генератор, трансформатор).

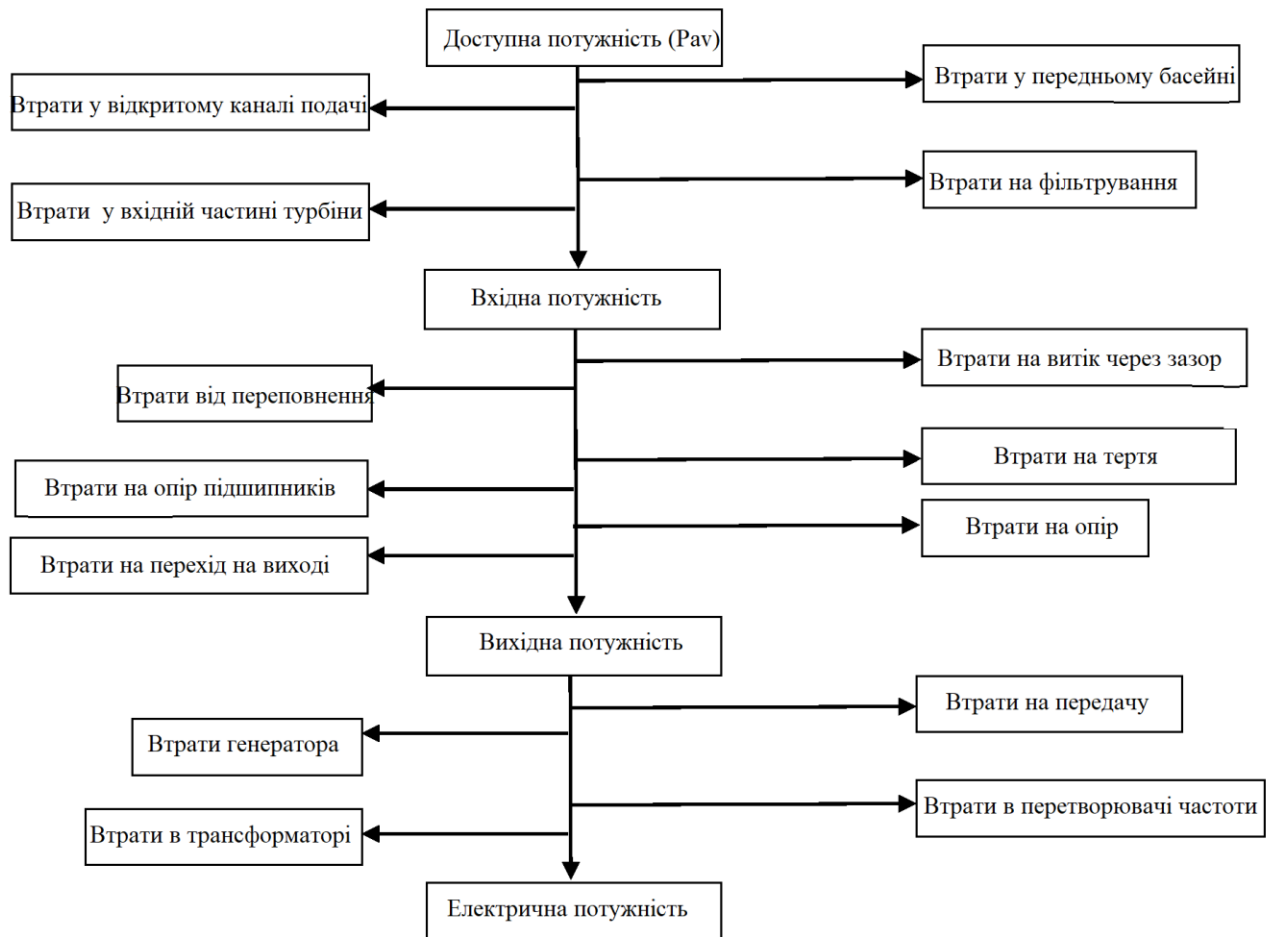


Рисунок 3. 1 Схема процесів виробництва та втрат електроенергії в гідроенергетичній схемі з використанням ГТА.

В загальних рисах, алгоритм потребує в якості вхідних даних всіх геометричних характеристик гвинта (внутрішній, зовнішній радіус, крок, довжина, кількість лопатей, швидкість, зазор, кут нахилу, шорсткість), розміри верхнього та нижнього відкритих каналів, які вважаються прямокутними (ширина, довжина), а також рівні води вище та нижче за течією у поєднанні з доступним потоком для кожного рівня води. При використанні інструменту оптимізації геометрії вибираються змінні, що змінюються, і вводяться їх значення, окремі значення або діапазон.

Алгоритм починається з визначення рівня заповнення, від мінімального до максимального значення, яке було визначено з кроком, який також був визначений. З рівня заповнення в кожній точці оцінюється еквівалентний потік, який відображається на доступний потік, який також корелює з значенням рівня

води вище і нижче за течією від введення алгоритму. Якщо рівень води у водосховищі перед шлюзовими воротами відомий для кожного рівня води вище за течією, розраховуються втрати у передньому басейні. Для відомих розмірів (довжина, ширина), якості поверхні стінок каналу, рівня води та потоку розраховуються коефіцієнт тертя та втрати для каналу подачі. Розраховуючи швидкість наближення від потоку, для відомої базової геометрії екрану розраховуються втрати на екрануванні. Знаючи рівень води на вході та виході турбіни за рівнем наповнення та рівнем води вище та нижче за течією, розраховуються втрати на переході. z_{wl} , розрахований за рівнем наповнення для відомої геометрії, дозволяє розрахувати загальну потужність та втрати на переповнення. Втрати на вторинних пристроях (трансмисія, генератор, перетворювач частоти) можна розрахувати, якщо відомі крива ККД та номінальна потужність кожного пристрою.

$$ККД \text{ турбіни} = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (3.1)$$

$$\text{Загальний ККД схеми} = \frac{P_e}{P_{av}} \quad (3.2)$$

3.2 Втрати у передньому басейні

Оскільки даних з об'єкта немає, у даному дослідженні втрати у передньому басейні не враховуються. Насправді, використання шлюзових воріт від водосховища до напірного каналу для регулювання рівня води призводить до втрат напору. Оскільки схеми ГТА належать до діапазону низького напору в малих і мікрогідроелектростанціях з точки зору номінальної потужності, навіть невелика різниця рівнів води до і після шлюзових воріт призведе до значних втрат потужності в загальній оцінці «від води до дроту». З огляду на це, слід уникати використання шлюзових воріт для регулювання рівня води, де це можливо. Встановлення таких затворів необхідне для ізоляції в разі надзвичайних ситуацій та періодів технічного обслуговування. Використання їх

для регулювання потоку можна уникнути, якщо турбіна має змінну швидкість роботи, а доступний потік знаходиться в межах допустимих меж, які може витримати діаметр турбіни. Якщо потік не змінюється істотно, змінну швидкість також можна уникнути. Якщо буде побудовано відкритий канал, в якому буде встановлено турбіну, паралельно до течії річки, геометрію каналу (ширину, висоту) можна визначити таким чином, щоб досягти необхідного потоку для наявних рівнів води. Можна поєднати підходи зі змінною швидкістю та конструкцією каналу. Звичайно, якщо коливання рівня води вище за течією дуже великі, діаметр ротора повинен бути великим, щоб впоратися з цим, або ж доведеться використовувати шлюзові ворота. У разі відносно обмежених коливань рівня води у водосховищі в майбутньому застосуванні було б цікаво порівняти два наступні сценарії: а) втрати напору через регулювання за допомогою шлюзових воріт і перехід на вході в турбіну і б) відсутність використання шлюзових воріт для регулювання і втрати напору тільки через перехід на вході в турбіну. Втрати у передній частині вважаються такими, що створюються тільки через різницю рівнів води, і розраховуються за формулою (3.4). Потік, що проходить через отвір шлюзової заслінки, який є доступним потоком для турбіни в напірному каналі, розраховується на основі керівництва ESHA (ESHA 2004) за формулою (3.3). Параметр δ дорівнює 90 з зазначеного джерела. Використання шлюзової заслінки призведе до деяких втрат на тертя через прискорення потоку через отвір.

$$Q = \sqrt{2gh_{\text{верх.резервуар}}} wt \left[0,98 \left[\frac{4 + 5e^{-0,76\delta}}{9} \right] - e^{\left[\frac{t}{2h_{\text{верх.резервуар}}} \left(1 - \frac{\delta^2}{w} \right) \right]} \right] \quad (3.3)$$

$$P_f = gQ(h_{\text{верх.резервуар}} - h_{\text{після шлюзової заслінки}}) \quad (3.4)$$

3.3 Втрати на тертя в каналі подачі

Перед входом в ГЕС потік проходить по відкритому каналу подачі від водосховища до входу в турбіну. Площа поперечного перерізу каналу в таких

системах зазвичай прямокутна, принаймні на останніх метрах перед входом. Для прямокутного каналу і при відомих рівнях води, ширині та коефіцієнті тертя на стінках потік розраховується за формулами (2.4) – (2.6). У формулі Меннінга для розрахунку середньої швидкості необхідно використовувати кут тертя (S_f). Однак зазвичай, і в багатьох публікаціях, використовується кут нахилу дна каналу (S_o). Це відбувається, можливо, тому, що ці два кути не мають істотної різниці, а також тому, що кут тертя в багатьох випадках важко оцінити, тоді як кут нахилу дна є відомим геометричним розміром.

Коефіцієнт тертя можна оцінити, якщо відомі геометрія поперечного перерізу, потік і коефіцієнт шорсткості Меннінга (Apsley 2016). Можна оцінити питому різницю енергії на одиницю довжини (dh/dx) (3.6) і, припускаючи, що коефіцієнт тертя є постійним на всій довжині каналу, обчислити загальну питому зміну енергії для відомої довжини, що еквівалентно втраті напору.

$$S_f = \frac{n^2 Q^2}{R^{4/3} A^2} \quad (3.5)$$

$$\frac{dh}{dx} = S_f \quad (3.6)$$

$$h_{ic} = \frac{dh}{dx} L_{\text{канал}} \quad (3.7)$$

$$P_{ic} = g Q h_{ic} \quad (3.8)$$

Існує еквівалентність між коефіцієнтом тертя Меннінга n і абсолютною шорсткістю стінки k за формулою Стріклера (3.9). Ця еквівалентність дуже корисна для розрахунків, де відома шорсткість (μm , фут або будь-які інші одиниці виміру) поверхні. У тій же публікації наведено діаграму коефіцієнта тертя Меннінга (nm) для каналів, вкритих травою, як функцію витрати, гідравлічного радіуса поперечного перерізу (R) та середньої довжини і щільності трави. Майже завжди відкриті канали мають принаймні невелику кількість трави. При низьких швидкостях потоку (< 1 м/с) трава має більший розвиток, і щоб уникнути втрат енергії через тертя, її необхідно час від часу

очищати, де це можливо. Діаграма у згаданій публікації представляє великий інтерес, оскільки вона показує, що коефіцієнт тертя n може бути набагато вищим у разі зарослого каналів (0,022 - 0,4) порівняно з чистим від трави бетонним відкритим каналом (0,01 - 0,02).

$$nm = 0,034k^{1/6} \text{ (к у футах)}$$

$$nm = 0,034(3,2810^{-6}k)^{1/6} \text{ (к у } \mu\text{m)}$$
(3.9)

3.4 Втрати при фільтруванні

У більшості гідроенергетичних проектів необхідний фільтр, не тільки для захисту риби та безпечної міграції, але й як сміттєвий решітковий фільтр, щоб запобігти потраплянню в турбіну сміття та інших матеріалів, які можуть бути в потоці. Різні дослідники розробили низку формул для розрахунку втрат напору, які зазвичай вважаються незначними в гідроенергетичних системах. У даному дослідженні використовується формула, розроблена Measburger у 2002 році [12]. Ця формула враховує товщину решітки (t), ширину між решітками (b), швидкість наближення (U_o), кут нахилу решітки відносно дна каналу (φ) та коефіцієнт корекції (K_t), який залежить від форми решітки. Коефіцієнт корекції становить 2,42 для прямокутних брусків і 1,79 для круглих брусків. Для прямокутних брусків, як у даному дослідженні, він вважається рівним 2. Стандарт IS 113888 пропонує помножити h_t на коефіцієнт від 1,75 до 2, щоб врахувати ефекти кріплення та рами.

$$h_s = K_t \frac{U_o^2}{2g} \sin \varphi \left(\frac{t}{b} \right)^{1,5}$$
(3.10)

$$P_s = g Q h_s$$
(3.11)

3.5 Загальна потужність

Потужність, розрахована в цій частині, є загальною доступною потужністю за вирахуванням потужності, яку неможливо використати через геометричні параметри, без урахування інших втрат. Іншими словами, це теоретична максимальна потужність, яку може виробляти гвинт. Згадані геометричні параметри – це зазор між жолобом і робочим колесом, якого неможливо уникнути і який призводить до втрат на витік через зазор, а також довжина ротора, яка, якщо вона недостатня, не зможе використовувати загальний доступний напір і призведе до втрат напору через різницю рівнів води між вихідним каналом і останнім ковшем гвинта.

На основі роботи [11] розрахунок був розроблений, як описано в наступних формулах.

$$z_{\min} = -R_o \cos \beta - \frac{P}{2} \sin \beta \quad (3.12)$$

$$z_{\max} = -R_i \cos \beta - P \sin \beta \quad (3.13)$$

$$z_{wl} = z_{\min} + f(z_{\max} - z_{\min}) \quad (3.14)$$

$$f_{\max} = \frac{\cos \beta D_o}{0,5(\cos \beta (D_o + D_i) - \sin \beta P)} \quad (3.15)$$

У тому ж документі максимальний рівень наповнення становить 1,25. Нуенбергк [8] повідомляє, що, за даними Брада, водяний гвинт може обробляти потік до 120 % від потоку в разі оптимального наповнення ($f = 1$) без значних втрат ефективності. Незрозуміло, що означає значна втрата з точки зору відсоткового зниження ефективності. Однак здається цілком можливим, що потік турбіни можна значно збільшити, якщо зниження ефективності є прийнятним, щоб уможливити використання більш високого потоку. Якщо f відоме або враховується, як у даному дослідженні, можна обчислити

$$z_1 = r \cos \beta \cos \theta - \frac{P\theta}{2\pi} \sin \beta \quad (3.16)$$

$$z_2 = r \cos \beta \cos \theta - \left(\frac{P\theta}{2\pi} - \frac{P}{N} \right) \sin \beta \quad (3.17)$$

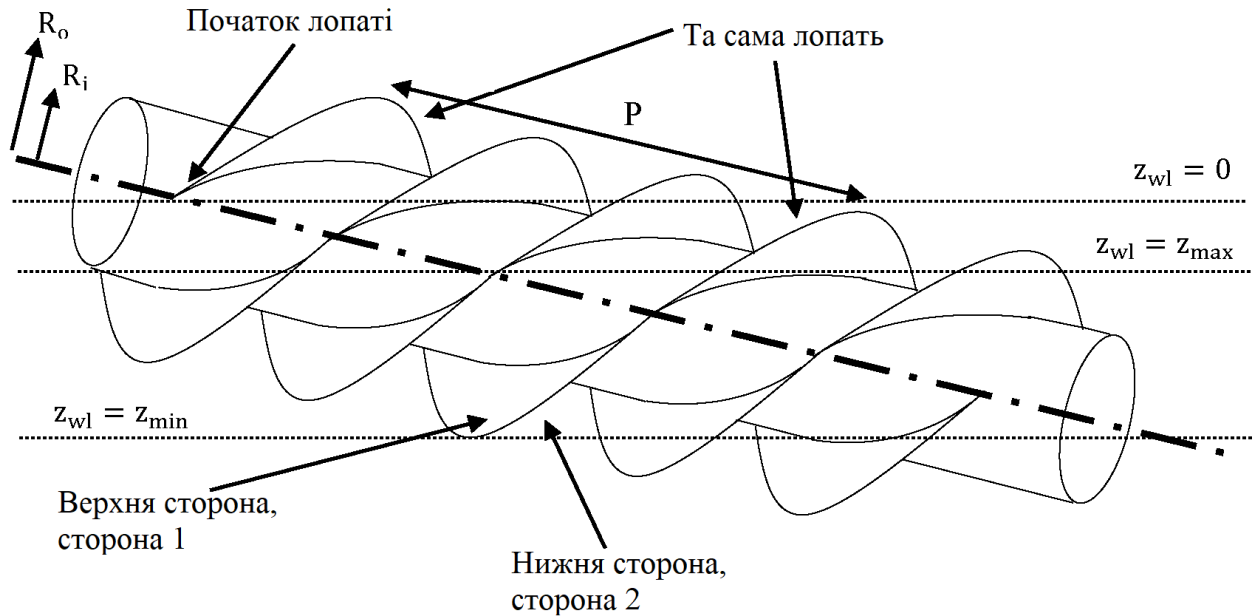


Рисунок 3.2 - Деталі, що використовуються для розрахунку загальної потужності [11]

Теоретичний максимальний рівень заповнення, вище якого енергія більше не виробляється, розраховується за формулою (3.15). Відносна висота кожної точки на лопаті розраховується за формулами (3.16) і (3.17), інтегруючи змінну r від R_i до R_o і змінну θ від 0 до 2π .

Кроки ($rstep$, $\theta step$) були обрані таким чином, щоб dr становив до одного міліметра, а $d\theta$ – до одного градуса. Формула (3.19) враховує, що об'єм і геометрія води в кожному ковші є однаковими. Це припущення не є абсолютно реалістичним, оскільки в першому і останньому ковші існують значні відмінності через перехід. Однак той факт, що кількість відер обчислюється як дійсне число n , а також введення втрат на перехід у наступному розділі створюють хороший підхід до оцінки реального крутного моменту та об'єму. У формулі (3.23) обчислюються два тиски, 1 і 2, для обох сторін лопаті. Як вхідна змінна для частини алгоритму, що була описана вище, задається рівень

наповнення f з метою розрахунку потоку для різних рівнів наповнення, що також призведе до різних потоків.

Об'єм води у відрі, який є корисним для оцінки потоку та об'єму води, розраховується за формулами (3.18)–(3.21).

$$\left\{ \begin{array}{ll} 0 & \begin{array}{l} z_2 > z_{wl}, \\ z_1 > z_{wl} \end{array} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_1}{z_2 - z_1} \right) \frac{P}{N} r dr d\theta & z_2 \geq z_{wl}, z_1 \\ \frac{P}{N} r dr d\theta & \begin{array}{l} z_2 < z_{wl}, \\ z_1 < z_{wl} \end{array} \end{array} \right. \quad (3.18)$$

$$V = \int_{r=Ri}^{r=Ro} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dV \quad (3.19)$$

$$dr = \frac{R_o - R_i}{rstep} \quad (3.20)$$

$$d\theta = \frac{2\pi}{\thetastep} \quad (3.21)$$

Крутний момент ковша обчислюється за формулами (3.22)–(3.24).

$$p \left\{ \begin{array}{ll} p g(z_{wl} - z) & z \\ 0 & z \geq z_{wl} \end{array} \right. \quad (3.22)$$

$$dT = (p_1 - p_2) \frac{P}{2\pi} r dr d\theta \quad (3.23)$$

$$T = \int_{r=Ri}^{r=Ro} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dT \quad (3.24)$$

Загальний крутний момент, що створюється в гвинті, обчислюється як сума всіх ковшів за формулою (3.25).

$$T_{tot} = T \frac{LN}{P} \quad (3.25)$$

$$P_{tot} = T_{tot} \omega \quad (3.26)$$

3.6 Втрати на витік через зазор

Втрати на витік через зазор — це втрати, що виникають через зазор між гвинтом і жолобом. Цей зазор є неминучим, оскільки без нього обертовий шнек і нерухомий жолоб стикалися б один з одним. Це спричинило б багато серйозних проблем під час експлуатації, таких як великі втрати через тертя, високий рівень шуму та деформація жолоба і шнека. Витік можна оцінити за допомогою різних підходів, використовуючи формули (3.27) – (3.30). Формули (3.28) і (3.30) розраховують тільки витік у разі повного ковша, тому їх не можна використовувати для розрахунку втрат на витік при змінному рівні наповнення через змінний потік і напір. Однак їх можна використовувати для надання проектувальнику простим розрахунком дуже приблизної оцінки втрат на витік як функції діаметра у разі повного ковша (оптимальне наповнення, $f = 1$).

Формули (3.27) і (3.29) можуть бути використані для оцінки втрат в діапазоні змін витрати і напору, оскільки вони можуть враховувати довжину дуги діаметра, яка покрита водою і може протікати через згаданий зазор. Розрахунок дуг на кожному рівні заповнення можливий після оцінки точок перетину між поверхнею води та внутрішнім і зовнішнім діаметром лопаті [10]. Слід нагадати, що витік залежить від параметрів C або C_R (0,65 - 1), які можуть змінюватися для різних геометрій, тому формула, яка буде використовуватися, повинна бути відкалібрована для геометрії досліджуваного гвинта. Для витоку через зазор (Q_G) було запропоновано багато виразів, які обчислюються за допомогою наступних виразів [11] .

Вирази (3.28) і (3.30) не можуть обчислити втрати на витік при змінному рівні наповнення і припускають повне заповнення ковша, але вони можуть дати дуже просту початкову оцінку втрат на витік при номінальному потоці для еталонного діаметра шнека.

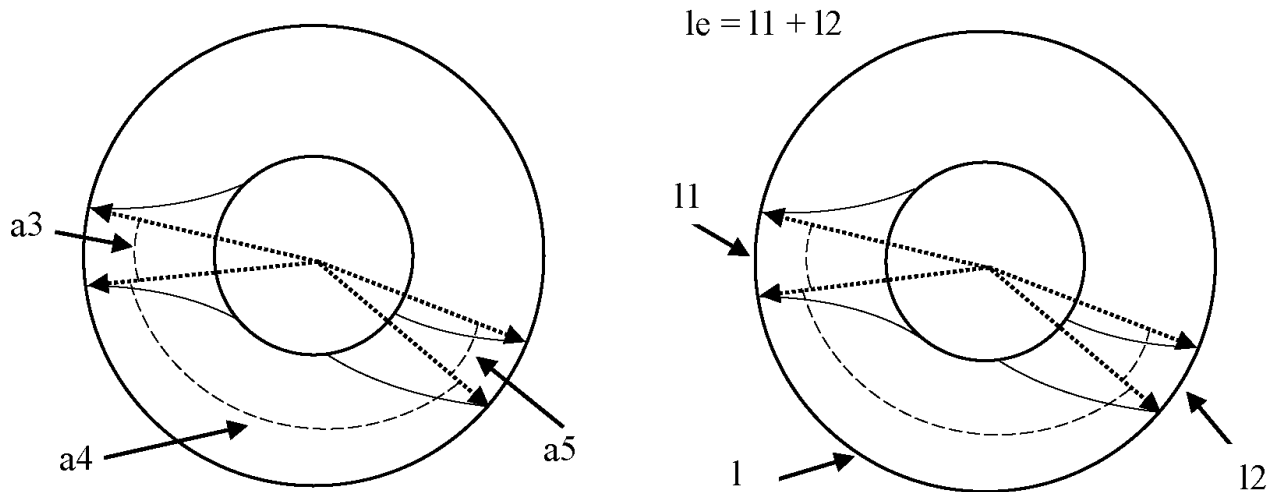


Рисунок 3.3 - Кути (ліворуч) і дуги (праворуч) для розрахунку втрат на витік за формулами 3.27 і 3.29 відповідно.

$$Q_G = C_R s_{sp} \frac{D_o}{2} \left(1 + \frac{s_{sp}}{D_o} \right) \sqrt{1 + \left(\frac{P}{\pi D_o} \right)^2 \left(\frac{2}{3} a_3 + a_4 + \frac{2}{3} a_5 \right)} \sqrt{\frac{2gP}{N} \sin \beta} \quad (3.27)$$

$$Q_G = 2,5 s_{sp} D_o^{1,5} \quad (3.28)$$

$$Q_G = C s_{sp} \left(l_w + \frac{l_e}{1,5} \right) \sqrt{\frac{2gP}{N} \sin \beta} \quad (3.29)$$

$$Q_G = 5 s_{sp} D_o^{1,5} \quad (3.30)$$

Формули 3.27 і 3.29, якщо $C = C_R$ і $s_{sp} \ll D_o$, представляють одну і ту ж модель з різними комбінаціями змінних [11].

У тому ж джерелі параметр C визначений рівним 0,9 на основі вимірювань статичного витоку потоку з невеликого гвинта. Це значення може бути недійсним для інших гвинтів. Параметр C_R знаходиться в діапазоні 0,65 - 1 [8] і в цій статті встановлений рівним 1 для максимального витоку через зазор. Параметр l_w дорівнює куту a_4 , помноженому на R_o , і еквівалентний довжині дуги, яка має воду на верхній поверхні і повітря на нижній поверхні. Параметр l_e дорівнює куту $a_4 + a_5$, помноженому на R_o , і еквівалентний подібній довжині дуги, але з водою замість повітря на нижній поверхні. Наявність води в цьому випадку призводить до зменшення різниці тиску між двома сторонами зазору.

Це може бути причиною множника $(1/1,5)$ в у формулі 3.29, який створює зменшений внесок у витік потоку для цього параметра.

$$P_{loss} = gQ_G H \quad (3.31)$$

Усі формули для розрахунку втрат у зазорі мають значні відхилення від реального витоку і можуть оцінити витік з прийнятним рівнем точності лише при відносно низьких швидкостях. Однак, оскільки експериментальних даних не знайдено, не зрозуміло, який рівень точності має еталонна геометрія в прийнятному діапазоні змінних швидкостей у поєднанні з коливаннями потоку та рівня води.

3.7 Втрати через переповнення

Для більш точної оцінки продуктивності були розроблені моделі витоку на основі експериментальних даних. Витік через перелив (Q_o) за Айгнером [8] визначається за формулою 3.32.

$$Q_o = \frac{4}{15} \mu \sqrt{2g} \left(\frac{1}{\tan \beta} + \tan \beta \right) (z_{wl} - z_{\max})^{5/2} \quad (3.32)$$

Формула 3.32 є виразом для трикутного водоскиду. Коефіцієнт μ , який залежить від форми греблі та напрямку потоку, у згаданій статті встановлено рівним 0,537 для максимального витоку через перелив. Згідно з Брадою [8], гвинт може обробляти до 120 % оптимального потоку без значних втрат ефективності, оскільки втрати через перелив до цього моменту не є високими. Переповнений потік не бере участі у створенні крутного моменту.

Втрати від переповнення розраховуються, коли потік збільшується понад потік для оптимального заповнення ($f = 1$). Можливо, що переповнення створює більше втрат, крім витоку, через «порушення» потоку в наступному ковші, але ця думка потребує подальшого дослідження в майбутньому. Коефіцієнт μ пропонується рівним 0,537 як водоскид у більшості публікацій. Однак, на думку Ромера [13], це число не враховує кінетичну енергію та розподіл поверхневої швидкості, і він пропонує $\mu = 1,0633$ для більшої точності.

$$P_o = g Q_o H \quad (3.33)$$

3.8 Втрати на тертя

Втрати на тертя є результатом контакту між потоком і стінками. У цій задачі існує два типи втрат на тертя: а) через контакт між рідиною і жолобом (транспортування) і б) через контакт між рідиною і ротором (обертання). Існують також втрати на тертя в каналі подачі від резервуара до входу в турбіну, які будуть розглянуті в наступному розділі. Методика розрахунку втрат на тертя тут базується на ряді доступних публікацій [8].

$$L \begin{cases} \frac{H}{\sin \beta} & L \leq L_{\max} \\ L_{\max} & L > L_{\max} \end{cases} \quad (3.34)$$

$$A_{avg} = \frac{V_{tot}}{L} = \frac{VN}{P} \quad (3.35)$$

$$y_a \begin{cases} \sqrt{R_o^2 - y^2} - \sqrt{R_i^2 - y^2} & |y| \leq R_i < R_o \\ \sqrt{R_o^2 - y^2} & y > R_i, |y| \leq R_o \\ 0 & |y| > R_o \end{cases} \quad (3.36)$$

$$A_{avg} = \int_{-R_o}^{h_{avg} - R_o} y_a dy \quad (3.37)$$

Для оцінки втрат на тертя, а згодом і втрат на перехід, необхідно оцінити середню площу перетину води (A_{avg}) і середній рівень води в ковші (h_{avg}), а також об'єм води в ковші (V), який було розраховано раніше (формула 3.19), і активну довжину гвинта L . $L_{\max}$ — довжина гвинта, покрита лопатями.

Середній рівень води (h_{avg}) оцінюється за допомогою чисельної ітерації для формули 3.37. Коли права частина дорівнює лівій, h_{avg} — y_a . Втрати через транспортування розраховуються за формулою 3.47. Коефіцієнт тертя Дарсі-Вайсбаха f розраховується за допомогою однієї з форм рівняння Коулбрука, розробленого Зігрангом і Сильвестром у 1982 році, яке має дуже малу похибку в порівнянні з неявним рівнянням Коулбрука [14].

$$f = \left[\frac{1}{4 \log_{10} \left(\frac{k}{3,74 R} - \frac{5,02}{R_e} \log_{10} \left(\frac{k}{3,44 R} - \frac{5,02}{R_e} \log_{10} \left(\frac{k}{3,74 R} + \frac{13}{R_e} \right) \right) \right)} \right]^{-2} \quad (3.38)$$

$$h_f = f \frac{L}{4R} \frac{U_s^2}{2g} \quad (3.39)$$

Гідравлічний радіус R обчислюється, як у 2.9, як відношення площі поперечного перерізу потоку до змоченого периметра, а R_e є числом Рейнольдса. Шорсткість (k) і гідравлічний радіус (R) повинні мати однакові одиниці виміру, тут обидва в м. Зазвичай коефіцієнт тертя Дарсі-Вайсбаха f визначається за діаграмою Муди. Методологія, яка використовується тут, має ту перевагу, що вона корелює коефіцієнт f з шорсткістю і числом Рейнольдса на основі доступної літератури, що дозволяє безпосередньо обчислювати f за властивостями потоку і поверхні стінки.

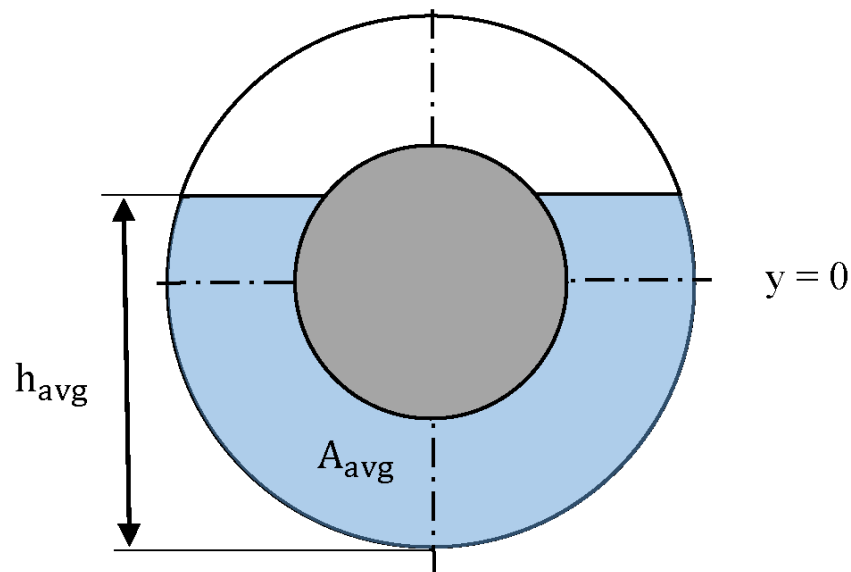


Рисунок 3.4 - Поперечний переріз (ідеалізований) потоку в ГТА.

$$\tau_t = f_t \frac{\rho U_s^2}{8} \quad (3.40)$$

$$\tau_s = f_s \frac{\rho U_s^2}{8} \quad (3.41)$$

$$dA_t \begin{cases} 0 & z_2 > z_{wl}, z_1 > z_{wl} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_1}{z_2 - z_1} \right) \frac{P}{N} R_o d\theta & z_2 \geq z_{wl}, z_1 \\ \frac{P}{N} R_o d\theta & z_2 > z_{wl}, z_1 > z_{wl} \end{cases} \quad (3.42)$$

$$A_t = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_t \quad (3.43)$$

$$dA_t \begin{cases} 0 & z_2 > z_{wl}, z_1 > z_{wl} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_1}{z_2 - z_1} \right) \frac{P}{N} R_i d\theta & z_2 \geq z_{wl}, z_1 \\ \frac{P}{N} R_i d\theta & z_2 < z_{wl}, z_1 < z_{wl} \end{cases} \quad (3.44)$$

$$A_s = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_s \quad (3.45)$$

$$W_{tr} = \rho \frac{NP}{L} V h_{tr} = NP (\tau_t A_t + \tau_s A_s) \quad (3.46)$$

$$P_{tr} = g Q h_{tr} \quad (3.47)$$

Ньюберг припустив, що потік в ГТА схожий на потік у відкритому каналі, в якому коефіцієнт шорсткості Меннінга можна використовувати для наближеного розрахунку тертя зсуву, і в цьому випадку можна визначити напруження зсуву на жолобі (τ_t) та напруження зсуву на головному валу, не включаючи лопаті (τ_s). Після обчислення площ жолоба і валу, які є еквівалентними для кожного ковша (3.43, 3.45), можна оцінити сили, що виникають внаслідок зсувного напруження (F_t , F_s), і загальні втрати енергії стінки внаслідок тертя. Ньюенбергк також запропонував вираз 3.46 для втрат енергії стінки внаслідок тертя.

До цього моменту були розраховані втрати від тертя з валом і жолобом через транспортування. Іншими словами, ці втрати існували б і в тому випадку, якби гвинт не обертався. Існують також втрати від тертя через обертання, що виникає від контакту між водою, лопатями і головним валом. Розрахунок втрат через обертання є дещо складнішим через геометрію лопатей, яку необхідно

модельовати. Знову ж таки, 1 відноситься до верхньої (нижньої за течією) поверхні лопаті, яка покрита водою, а 2 — до нижньої (верхньої за течією) поверхні. Формули 3.55 і 3.56 оцінюють зважений середній радіус змочування для плоских поверхонь 1 і 2.

$$U_r = R_i \omega \quad (3.48)$$

$$\tau_r = f_r \frac{\rho U_r^2}{8} \quad (3.49)$$

$$P_{tr} = \tau_r U_r A_s \frac{NP}{L} \quad (3.50)$$

$$dA_1 \begin{cases} 0 & z_1 > z_{wl} \\ \frac{\sqrt{4\pi^2 r^2 + P^2}}{2\pi r} r dr d\theta & z_1 \leq z_{wl} \end{cases} \quad (3.51)$$

$$dA_2 \begin{cases} 0 & z_2 > z_{wl} \\ \frac{\sqrt{4\pi^2 r^2 + P^2}}{2\pi r} r dr d\theta & z_2 \leq z_{wl} \end{cases} \quad (3.52)$$

$$A_1 = \int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_1 \quad (3.53)$$

$$A_2 = \int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_2 \quad (3.54)$$

$$r_{1av} = \left(\frac{\int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} r^3 dA_1}{A_1} \right)^{1/3} \quad (3.55)$$

$$r_{2av} = \left(\frac{\int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} r^3 dA_2}{A_2} \right)^{1/3} \quad (3.56)$$

$$P_{ro} = \frac{NP}{8L} f_b (r_{1av}^3 A_1 + r_{2av}^3 A_2) \left(\frac{\pi n}{30} \right)^3 \quad (3.57)$$

Коефіцієнт шорсткості Меннінга n є однаковим для лопатей і головного валу, оскільки вони належать до однієї частини (ротора) і виготовлені з одного матеріалу (сталі). Згідно з ЕІР (ЕІР 2008), коефіцієнт n для зварної сталі становить від 0,1 до 0,14, і для даного дослідження він прийнятий рівним 0,12.

Жолоб, хоча в старих установках він був бетонним, в наш час покритий листовим металом зі сталі. Коефіцієнт n для жолоба також прийнятий рівним 0,12.

3.9 Втрати в підшипниках

Підшипники ротора створюють опір через тертя між їх частинами (кільцями, кульками тощо), яке, однак, не є високим. Для оцінки моменту опору, що створюється підшипниками, використовуються дві спрощені формули з веб-сайту SKF. Перша формула обчислює момент тертя підшипника (3.58), припускаючи, що підшипник працює в нормальних умовах, має хороше змащення і навантаження на підшипник $P_e \approx 0,1 C$, де C – динамічний коефіцієнт навантаження підшипника в кН. Друга формула (3.59) оцінює втрату потужності в результаті моменту тертя підшипника в кВт. Для даного дослідження було прийнято, що обидва підшипники гвинта є ущільненими сферичними роликовими підшипниками (SKF 2000, SKF 2007). Ця конструкція, хоча і є простою, може легко пристосовуватися до нерівностей, які можуть виникнути через потенційні труднощі виробництва через великі розміри турбіни. Також було враховано, що верхній підшипник може приймати як осьове, так і радіальне навантаження, тоді як нижній – тільки радіальне, оскільки нижній підшипник працює в більш складних умовах (під водою) порівняно з верхнім, тому він не повинен навантажуватися однаково. Радіальні (F_r) та осьові (F_a) сили, які приймають підшипники, розраховуються на основі структурної моделі ротора. Еквівалентне навантаження на кожне підшипник (P_e) розраховується відповідно до керівництва SKF (SKF 2000) для сферичних роликових підшипників (3.60). Параметр μ є коефіцієнтом тертя для підшипника і в досліджуваному методі вважається постійним і дорівнює 0,0018 для цього типу підшипника. Параметри, що використовуються у формулі 3.60 (2,5; 1; 3,7; 0,67; 0,27), призначені для конкретних підшипників та їх розмірів

(SKF 2000) і повинні змінюватися у разі використання інших підшипників або підшипників інших розмірів.

$$M = 0,5\mu P_e d \quad (3.58)$$

$$P_b = 0,105 M n_r \quad (3.59)$$

$$P_e \begin{cases} 2,5F_a + F_r & \frac{F_a}{F_r} \leq 0,27 \\ 3,7F_a + 0,67F_r & \frac{F_a}{F_r} > 0,27 \end{cases} \quad (3.60)$$

3.10 Втрати на опір

Втрати на опір виникають через опір, що створюється на зануреній частині гвинта. Дослідник Козуп представляє експериментальні дослідження з метою кількісної оцінки цих втрат на основі початкової чисельної оцінки з використанням безрозмірних параметрів потоку та рівня води на виході. Нюрнбергк запропонував формулу (3.61) для оптимального рівня нижче за течією [8].

$$H_{2_{opt}} = (R_i + R_o) \sqrt{1 - \left(\frac{\tan \beta P}{2\pi R_i} \right)^2} \cos \beta - \frac{P}{N} \sin \beta \quad (3.61)$$

3.11 Втрати на перехід

Втрати на перехід, якщо дуже спростити, це втрати, які виникають, коли потік входить і виходить з частини відкритого каналу, де знаходяться жолоб і гвинт. Для переходу від входу до жолоба Нюрнбергк [8] запропонував використовувати одномірне рівняння енергії Бернуллі з рівнянням Борда-Карно для втрат напору. Єдина оцінка втрат напору на виході, від жолоба до виходу, яка була знайдена під час цього дослідження, була зроблена Козином і використовує коефіцієнт Борда-Карно. Ці втрати, як правило, вважаються незначними в трубопровідних системах зі значною довжиною, оскільки вони

дуже малі порівняно з втратами на тертя. Швидкість у наведених нижче формулах підноситься до квадрата, тому її внесок є дуже високим. Цей метод для втрат на переході та коефіцієнт Борда-Карно можна використовувати з хорошою точністю як для потоку у відкритих каналах, так і для потоків у трубах. Однак слід нагадати, що цей метод був розроблений для відносно плавного переходу між відкритим каналом, і не ясно, наскільки точно він може враховувати внесок нахилу жолоба, який є не малим, та обертання гвинта, що може створити більш складну ситуацію, пов'язану з модельованою на вході та виході.

Для даного дослідження використовується підхід до втрат напорів на вході та виході здійснюється з використанням формули Борда-Карно, враховуючи, що вхід і вихід є різкими зонами розширення та звуження. Деякі дослідники вводять коефіцієнт звуження Вайсбаха A , який використовується для оцінки впливу звуження після широкої ділянки на втрату напорів від одного відкритого каналу до іншого в разі звуження. Експериментально встановлено, що коефіцієнт Вайсбаха отримується для $A_{i+1}/A_i < 0,7$. Вхід і вихід гвинта можуть бути як розширенням, так і звуженням, оскільки критерієм для цього є співвідношення площ по обидва боки поверхні поперечного перерізу.

$$a = 0,63 + 0,37 \left(\frac{A_{avg}}{A_1} \right)^3 \quad (3.62)$$

$$h_{ti} \begin{cases} \frac{U_o^2}{2g} \left(1 - \frac{A_1}{A_{avg}} \right)^2 & A_1 \leq A_{avg} \\ \frac{U_o^2}{2g} \left(\frac{A_1}{aA_{avg}} - 1 \right)^2 & A_1 > A_{avg} \end{cases} \quad (3.63)$$

$$a = 0,63 + 0,37 \left(\frac{A_2}{A_{avg}} \right)^3 \quad (3.64)$$

$$h_{to} \begin{cases} \frac{U_s^2}{2g} \left(1 - \frac{A_{avg}}{A_2} \right)^2 & A_{avg} \leq A_2 \\ \frac{U_s^2}{2g} \left(\frac{A_{avg}}{aA_2} - 1 \right)^2 & A_{avg} > A_2 \end{cases} \quad (3.65)$$

$$P_{ti} = gQh_{ti} \quad (3.66)$$

$$P_{to} = gQh_{to} \quad (3.67)$$

3.12 Втрати в перетворювачі частоти

У разі значних коливань характеристик потоку на об'єкті, головним чином у напірній висоті, можна використовувати систему зі змінною швидкістю та постійною частотою, або перетворювач частоти, або інвертор, як його також називають технічні фахівці. Перетворювач частоти використовується для підключення генератора через коло постійного струму до мережі і може «синхронізуватися» з мережею ще до того, як генератор почне обертатися (ESHA 2004). Вартість системи висока, і її слід використовувати, якщо це необхідно, тільки в тих випадках, коли немає інших варіантів. Наприклад, якщо встановлена турбіна повинна бути пропелерною, виходячи з діапазону продуктивності, з сімейства Каплана, які є основними альтернативними турбінами при низькому напорі, з точки зору вартості, простоти та ефективності набагато краще встановити подвійну регульовану турбіну Каплана без перетворювача частоти, ніж пропелерну турбіну (без регульованих лопатей і направляючих лопаток) з перетворювачем частоти. Насправді неможливо поліпшити виробництво енергії в порівнянні з подвійною регульованою турбіною Каплана (ESHA 2004). Це відбувається головним чином через відносно високі втрати перетворювача частоти в порівнянні з втратами гідравлічної системи, яка використовується для регулювання лопатей, особливо при відхиленні від проектної точки. Крім того, якщо варіація характеристик потоку дуже велика, використання перетворювача частоти без

регульованих лопатей і направляючих лопаток може не забезпечити точної адаптації робочої точки.

Частотний перетворювач використовується для забезпечення роботи зі змінною швидкістю. Перевага ГТА зі змінною швидкістю є значною при зменшенні потоку, особливо у випадку великих коливань потоку. Для дослідження, що розглядається в даній роботі, було знайдено лише кілька посилок на використання електронного обладнання для безперервного регулювання швидкості в гвинтових турбінах. За даними Lashofer, гідроелектростанції зазнають загальної втрати ефективності $> 3 \%$ у разі використання перетворювача частоти, хоча це є попереднім висновком і необхідні подальші вимірювання. Bard представляє вимірювання ефективності системи змінного регулювання (інвертора) як функції загальної вихідної потужності проекту (після інвертора та трансформатора) та вихідної потужності генератора (до інвертора). Максимальна загальна потужність досліджуваного проекту становить 65,24 кВт, а максимальна потужність інвертора – 55 кВт. Точність показань потужності оцінюється краще, ніж $\pm 2,5 \%$. Вимірювання не охоплюють область високої вихідної потужності, вище 70 %, і, здається, що існує значне падіння ефективності частотного перетворювача для вихідної потужності нижче 50 % від максимальної. Бард у своєму звіті робить розумну пропозицію перевести систему змінного регулювання на постійну швидкість при високих потоках, уникаючи падіння ефективності через систему змінної швидкості. Лінія тренду на рисунку 3.5 є оцінкою і не походить із згаданого звіту. У разі, якщо немає перетворювача частоти (ГТА з фіксованою швидкістю), потужність, що надходить до трансформатора, є потужністю, що виходить з генератора.

$$P_i = P_{gen} n_i \quad (3.68)$$

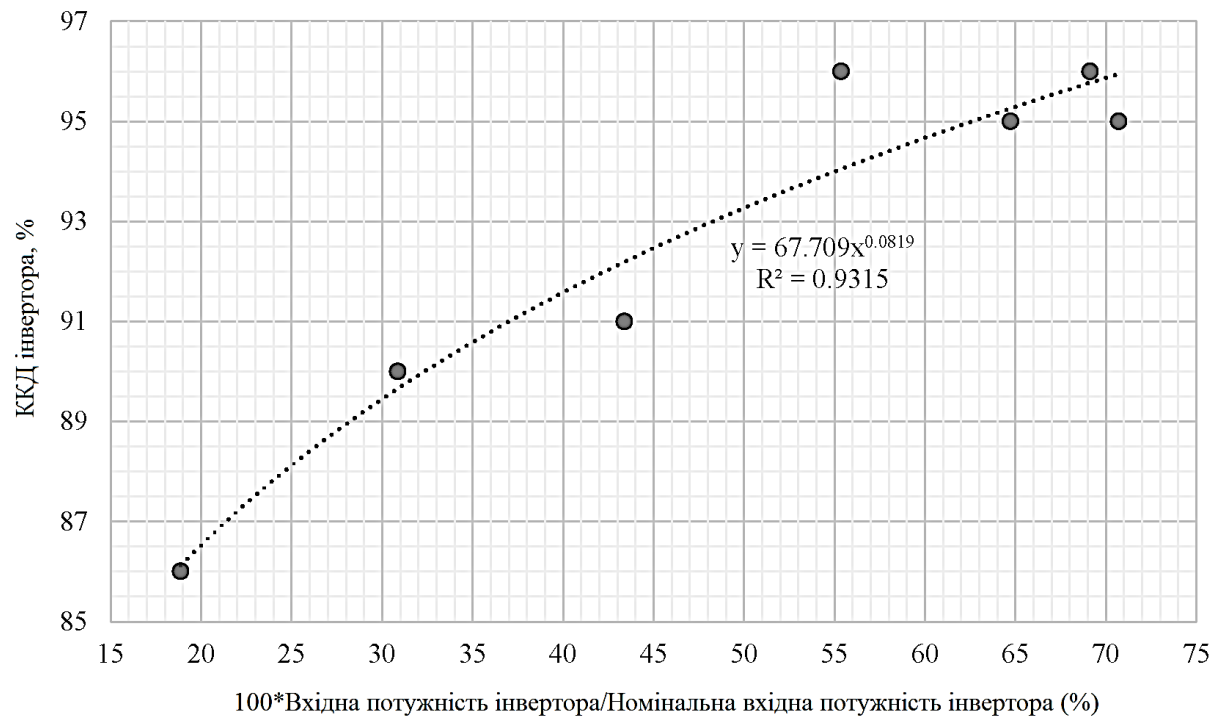


Рисунок 3.5 - Ефективність (ККД) інвертора як функція вхідної потужності інвертора



Рисунок 3.6- Системи змінної швидкості з постійною частотою або перетворювачі частоти

3.13 Втрати в трансмісії та електричні втрати

Дуже низька швидкість гідродинамічних гвинтів (як турбін, так і насосів) робить необхідним використання трансмісійної системи. Теоретично, якщо

необхідна швидкість гвинта дорівнює швидкості генератора з певною кількістю полюсів, можливе використання прямого приводу. Однак на практиці неможливо уникнути передачі з гвинтовими гідравлічними турбомашинами, оскільки а) тільки при дуже специфічних діаметрах (формула (1.2)) швидкість може бути такою ж або досить близькою до швидкості, необхідної для генератора, що підключається безпосередньо (наприклад, для зовнішнього діаметра 1 м швидкість повинна становити 50 об/хв, так само, як і у синхронного генератора з 30 парами полюсів) і б) навіть якщо б це було можливо, генератор для такої низької швидкості був би величезним і дуже дорогим через велику кількість полюсів, необхідних для досягнення такої низької швидкості. Генератор змінного струму також називають альтернатором, що є загальним терміном у сферах застосування відновлюваних джерел енергії. Іноді, принаймні в документах, пов'язаних із застосуванням гідроенергетики, під генератором розуміють загальну систему турбіни з електричним генератором та вторинним електромеханічним обладнанням.

Оскільки швидкість у турбінах цього типу є низькою, завжди існує потреба в системі приводу. Існуючий досвід з технічного обслуговування та усунення несправностей вітрових турбін показав, що привід є однією з найбільш чутливих частин обладнання і є причиною великої кількості несправностей та значних періодів простою. Найбільш відомими системами передачі для промислового застосування є редуктор, конічна або циліндрична шестерня, паралельне з'єднання валів, ремінний привід і ланцюговий привід, але в гідроенергетиці для передачі між турбіною і генератором зазвичай використовується або редуктор, або ремінний привід, якщо прямий привід не є можливим. У багатьох випадках, якщо це диктують технічні або інші обмеження, можна використовувати комбінацію згаданих варіантів, наприклад, редуктор і ремінний привід або редуктор і конічна шестерня. Звичайно, це призведе до збільшення складності та зниження ефективності.

Згідно з неофіційними обговореннями з європейськими виробниками під час цього дослідження, для досліджуваних застосувань (низькошвидкісні

гвинтові турбіни) розрахункова номінальна ефективність редуктора становить близько 97 %, а розрахункова номінальна ефективність ремінної передачі – близько 94 %, в обох випадках для генератора з частотою обертання 1500 об/хв. Згідно з тими ж обговореннями, ефективність системи передачі визначається головним чином, принаймні для діапазону потужності в області «мікро» та «малих» гідроелектростанцій, від співвідношення швидкості. Зі збільшенням співвідношення швидкості збільшується кількість ступенів, як щодо шестерень, так і щодо шківів, а ефективність кожного ступеня зростає в залежності від кількості ступенів. Крім того, система ремінного приводу має подібну вартість. Отже, з інформації, зібраної на даний момент, хоча ремінна передача є простим варіантом і легкою в обслуговуванні, коробка передач здається оптимальним варіантом, оскільки вона є більш ефективною (принаймні в номінальному режимі), більш компактною і має приблизно таку ж вартість. На основі згаданих неофіційних обговорень, ремінна передача може ефективно використовуватися навіть при значній потужності, але з машинами, що мають відносно високу швидкість (наприклад, Каплан). У випадку машин з низькою швидкістю ремінна передача рекомендується тільки для низької потужності. Для даного дослідження криві ефективності коробки передач і генератора (асинхронного) були взяті з веб-сайту Permanent Magnet Generator Applications (P.M.G.A.), де наведено порівняння продуктивності гідроелектростанції з подвійною регульованою турбіною Каплана, що використовує асинхронний генератор з коробкою передач в одному випадку і генератор з постійними магнітами в іншому. У ході даного дослідження не проводилося дослідження генераторів з постійними магнітами, але це, безумовно, рекомендується зробити в майбутньому, оскільки, згідно з порівнянням, описаним на згаданому веб-сайті, генератор з постійними магнітами має високу ефективність і значні переваги. Для загального розрахунку потужності від води до дроту передбачається трансформатор безпосередньо перед підключенням до мережі, який необхідний для остаточного перетворення потужності в електрику з ефективністю 99 %. На наступних сторінках наведено низку зображень, що

ілюструють вигляд генератора, трансмісії та трансформатора, які використовуються на гідроелектростанціях.

$$P_{gea} = P_r n_{gea} \quad (3.69)$$

$$P_{gen} = P_{gea} n_{gen} \quad (3.70)$$

$$P_e = P_i n_t \quad (3.71)$$

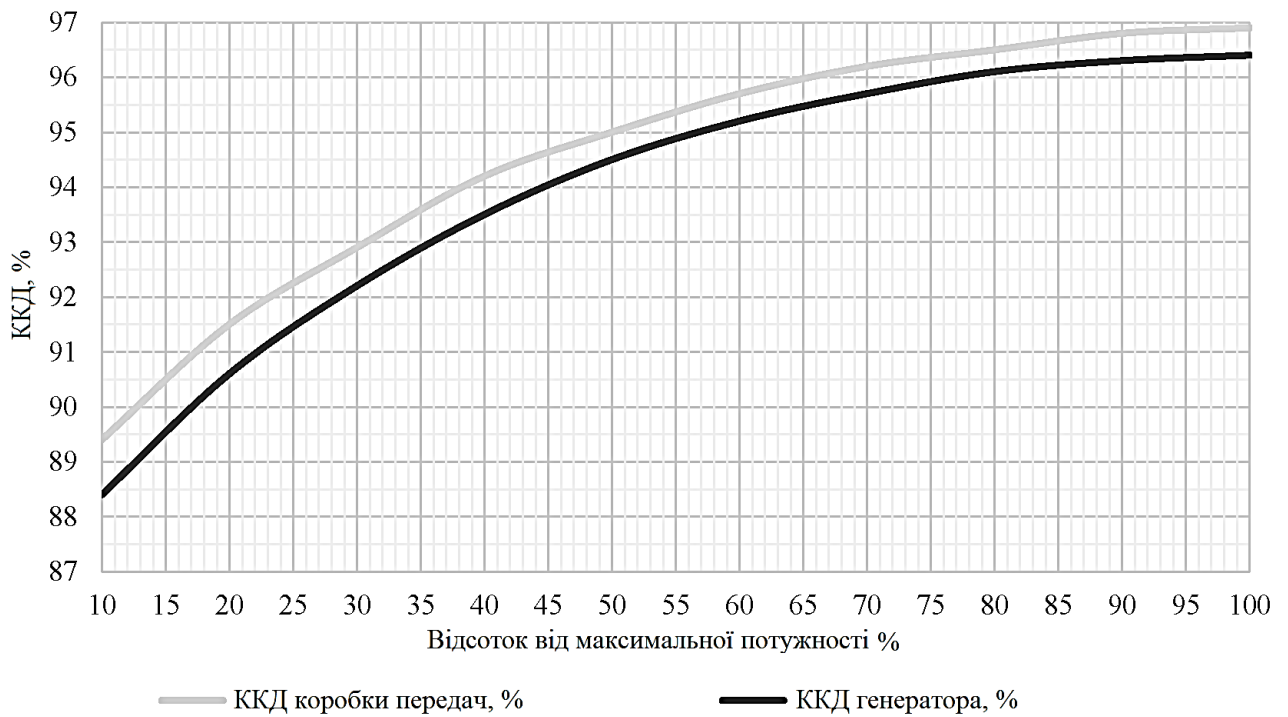


Рисунок 3.7 - Ефективність редуктора (n_{gea}) та генератора (n_{gen}) як функція навантаження



а)



б)

Рисунок 3.8 - Горизонтальні (а) та вертикальні (б) гідрогенератори



а)

б)

Рисунок 3.9 - Редуктор з паралельними валами (а) та система ремінної передачі (б) у малих гідротурбінах.



а)

б)

Рисунок 3.10 - Гвинтові турбіни Архімеда з ремінною передачею + редуктором (а) та редуктор з паралельними валами без ремінної передачі (б)



Рисунок 3.11 - Великі трансформатори, встановлені на гідроелектростанціях

3.14 Результати розрахунків

Як уже згадувалося, згідно з Таррантом [16], криві, надані конкретним виробником, не враховують втрати в передньому басейні та вплив опору, щоб можна було перевірити модель. Втрати в передньому басейні не можуть бути оцінені тут, оскільки немає детальної інформації ні про рівень води в резервуарі, ні про положення шлюзових воріт в кожен момент часу, щоб можна було розрахувати втрати напору від резервуара до входу в турбіну. Вплив опору і втрати через нього можуть бути оцінені і представлені в результатах, наведених на наступних рисунках.

Крім того, у наведених нижче результатах враховано ще дві незначні втрати, пов'язані з ременями, що з'єднують редуктор і генератор, а також решіткою для сміття перед входом у жолоб досліджуваної гідроелектростанції, щоб зробити оціночні дані якомога реалістичнішими.

На рисунку 3.15 очевидна різниця між електричною ефективністю з урахуванням втрат через опір, створюваний хвостовою водою, та ефективністю без їх урахування. Різниця є значною і дає уявлення про участь зануреної частини гвинта у створених втратах. Криві щодо Avoncliff були взяті з літератури [16] і створені на основі: а) інформації про проект, яка доступна у звіті; б) кривих, наданих виробником ГТА, який потенційно буде встановлений там; в) адаптації кривих до конкретного місця на основі емпіричних оцінок з інших проектів. Отже, вважається, що крива реальної електричної ефективності (без втрат у передньому басейні) для досліджуваної гідроелектростанції є такою, як показано на рисунку 3.15.

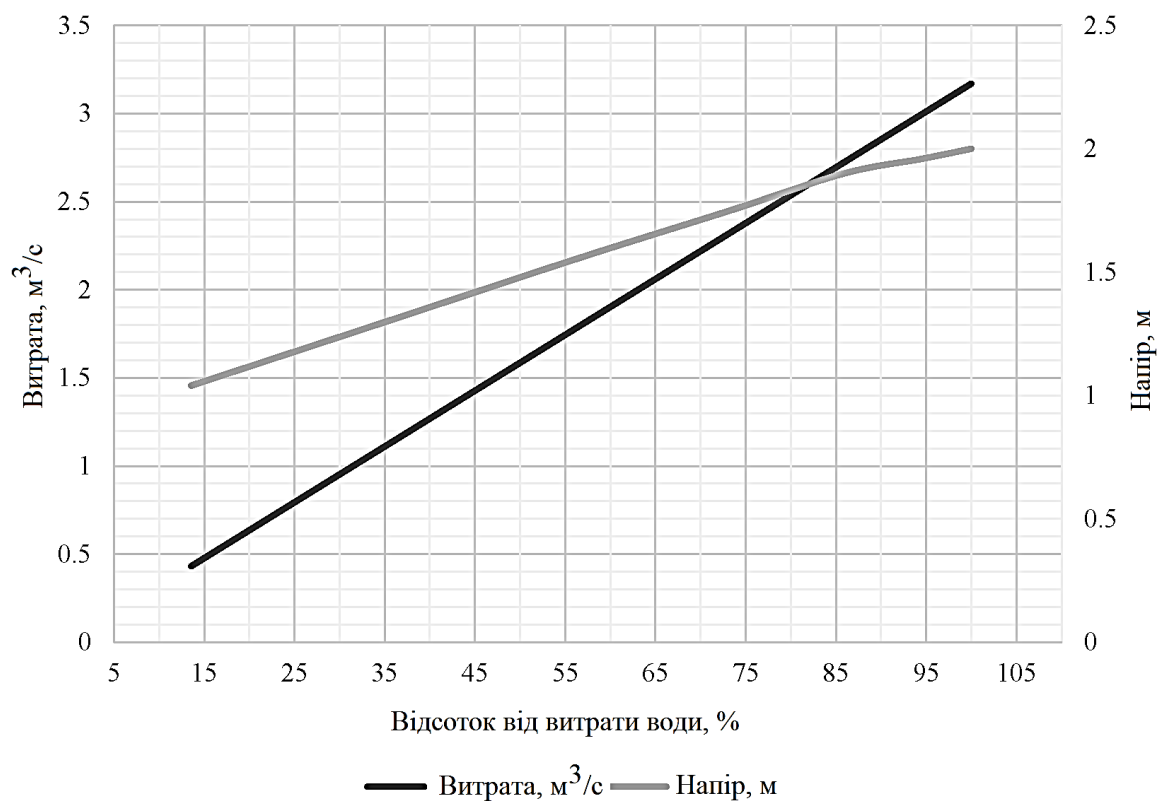


Рисунок 3.12 - Криві виробника для витрати та чистого напору як функції відсотка витрати для досліджуваної гідроелектростанції

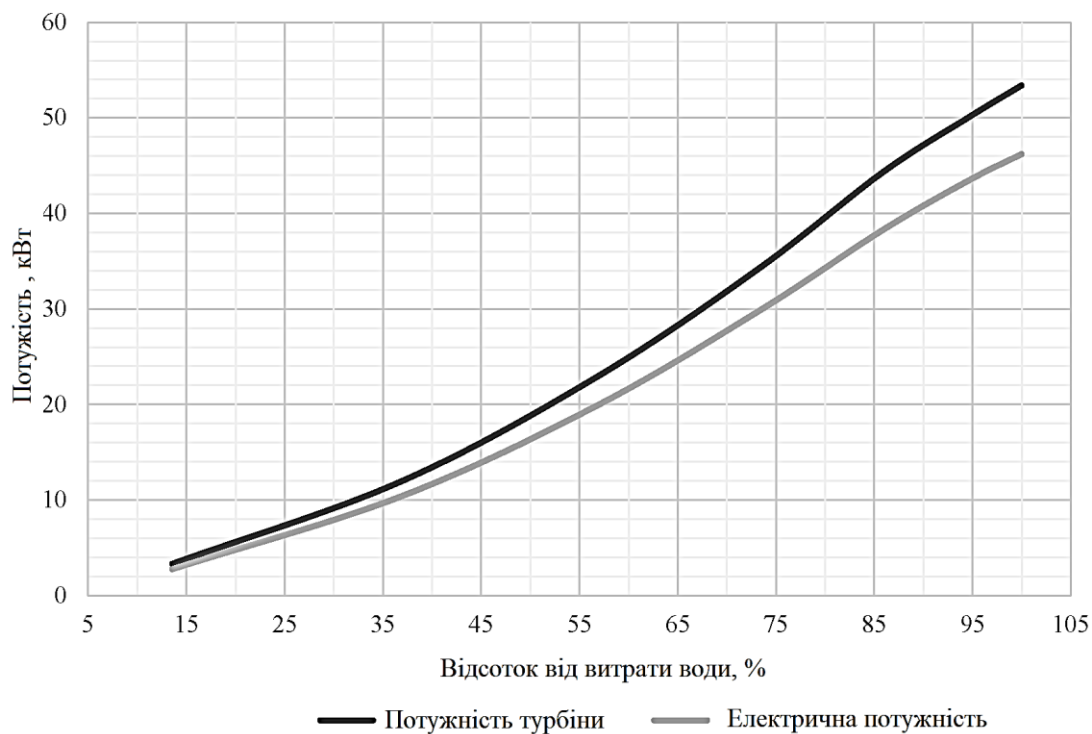


Рисунок 3.13 - Криві виробника для потужності, що виробляється турбіною, та потужності, що виробляється станцією, як функція відсотка потоку для досліджуваної гідроелектростанції.

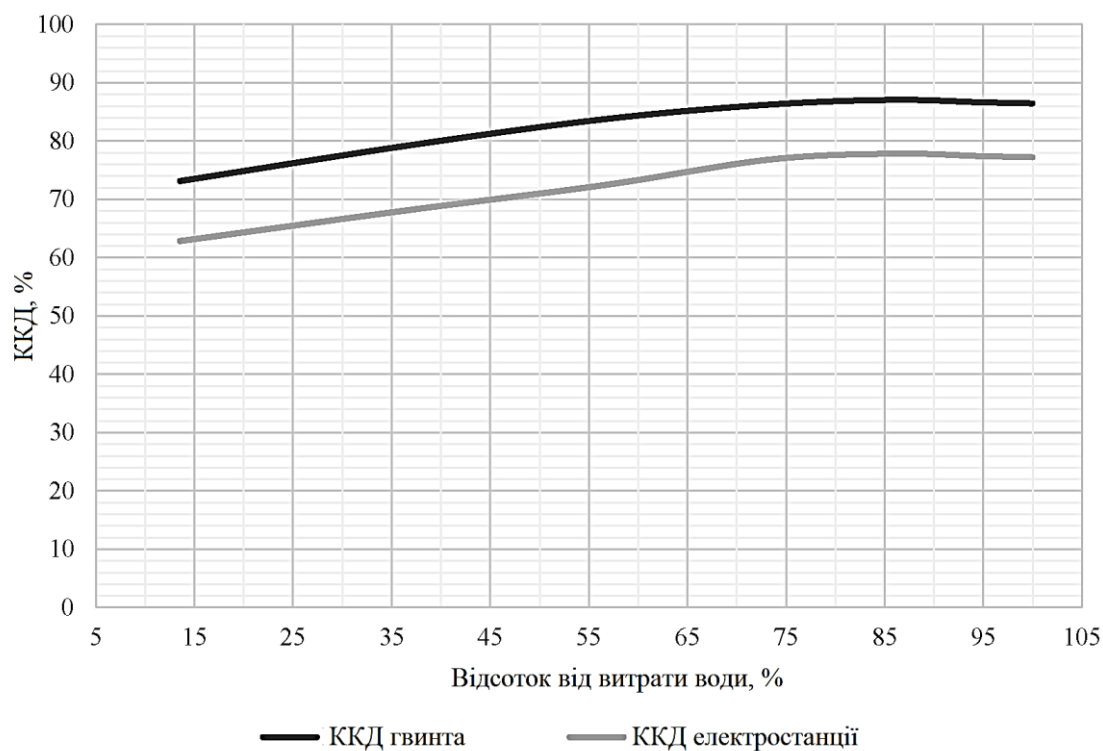


Рисунок 3.14 - Криві виробника для ефективності турбіни та ефективності загального проекту як функція відсотка потоку для досліджуваної гідроелектростанції

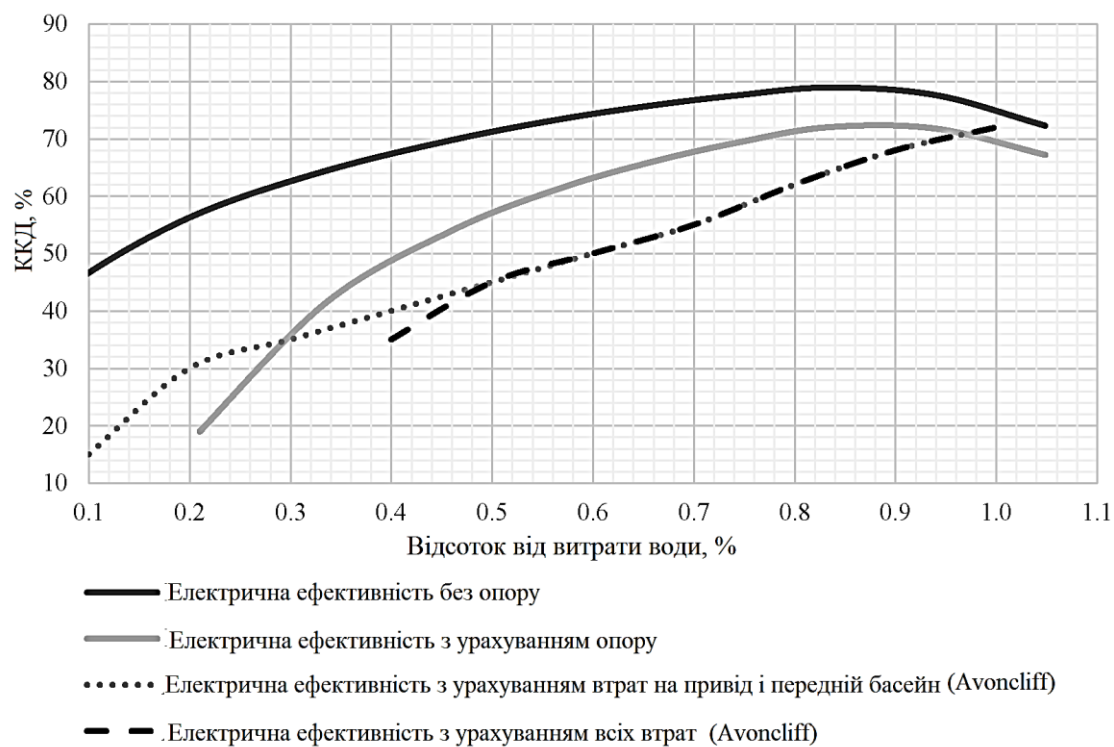


Рисунок 3.15 - Розрахована електрична ефективність з урахуванням і без урахування впливу опору на виході

Ця крива ефективності є результатом низки втрат, що застосовуються до виробленої потужності через обладнання. У багатьох типах турбін вся увага зосереджена на вдосконаленні турбіни, але насправді зазвичай існують інші, більш значні джерела неефективності. Гвинтові турбіни Архімеда мають кілька додаткових недоліків у цій галузі, головним чином через розмір, швидкість і те, що вони є турбінами з вільною поверхнею. Великий розмір (для відносно великого потоку), крім труднощів з транспортуванням і будівництвом, призводить до великої поверхні, на якій відбувається тертя з рідиною. Ці втрати не є такими високими, але їх не можна ігнорувати. Оскільки тертя має лінійну кореляцію з квадратом швидкості, тертя на поверхню, можливо, вище при менших діаметрах, де швидкість вища. Низька швидкість, яка з одного боку є причиною великих розмірів, робить необхідним використання системи передачі. Це збільшує вартість, складність, труднощі технічного обслуговування і, головне, додає ще одну ефективність до конструкції, для якої ефективність і без того не є її головною перевагою. Крім того, турбіна Каплана, яка є основним конкурентом у досліджуваному діапазоні витрати та напору, за винятком дуже високої ефективності, завдяки високій швидкості в багатьох випадках не потребує передачі, що є ще однією перевагою з точки зору втрат. Філософія конструкції з вільною поверхнею є, мабуть, найбільшою перевагою і найбільшим недоліком одночасно. Найбільша перевага полягає в тому, що завдяки їй проект спрощується, немає необхідності в напірному трубопроводі, всмоктувальній трубі, входному отворі, головному впускному клапані та всій увазі, якої вони вимагають, але замість напірного трубопроводу є відкритий канал, а замість головного клапана є шлюзова заслінка. Найбільший недолік полягає в тому, що більшість втрат є результатом цього підходу з вільною поверхнею. Відкритий канал на вході, хоча зазвичай він короткий і має меншу поверхню контакту з потоком, пов'язану з напірним трубопроводом, має вищий коефіцієнт тертя через свою поверхню, пов'язану з напірним трубопроводом.

Крім того, якщо рівень води на вході значно коливається, втрати в передній камері та втрати на перехідному вході не можна уникнути, навіть

якщо їх можна обмежити за допомогою правильного проектування. Рівень води у відкритому каналі на виході відповідає за втрати на переході на виході та опір на зануреній частині робочого колеса, який, звичайно, існує і в реакційних турбінах, але, можливо, не в такому високому відсотку від доступної потужності. Втрати на опір можуть бути зменшені, якщо занурена частина або швидкість зменшуються, але це може призвести до втрат напору для еталонної геометрії та кута нахилу.

На рис. 3.16 – 3.17 представлено кожен механізм втрат у відсотках від частки потоку для досліджуваного об'єкта. На першому діаграмі втрати на тертя можна дещо зменшити за допомогою антифрикційного покриття. Втрати на перехід на вході здаються низькими, оскільки рівень води на вході, що використовується, є тим, який надає виробник разом з кривими продуктивності, і не є певним, чи горизонтальна вісь графіка відповідає еквівалентній продуктивності на основі лабораторних вимірювань або вимірювань на місці, проведених виробником. Якщо рівень води на вході значно змінюється у зв'язку з еквівалентним рівнем наповнення, втрати на перехід на вході можуть бути високими. На другому графіку втрати на переході на виході залежать від рівня води на виході. Втрати на витік можна зменшити, якщо зменшити розмір зазору. Втрати на опір, які становлять дуже високий відсоток, можна зменшити, зменшивши або мінімізувавши занурену частину ротора.

Використовуючи криву ефективності валу з рисунка 1.2 для подвійної регульованої турбіни Каплана, яка є основною альтернативною турбіні Архімеда при низькому напорі, можна оцінити електричну ефективність у разі використання в досліджуваній гідроелектростанції замість гвинтової турбіни Архімеда (рисунок 3.18). Для втрат у трансмісії та генераторі було використано ту саму інформацію, що і в попередніх розрахунках. Для тих самих номінальних характеристик ($Q_{\text{nominal}} = 3,2 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_{\text{nominal}} = 2 \text{ м}$) розрахункова швидкість обертання турбіни Каплана може становити до 380 об/хв.

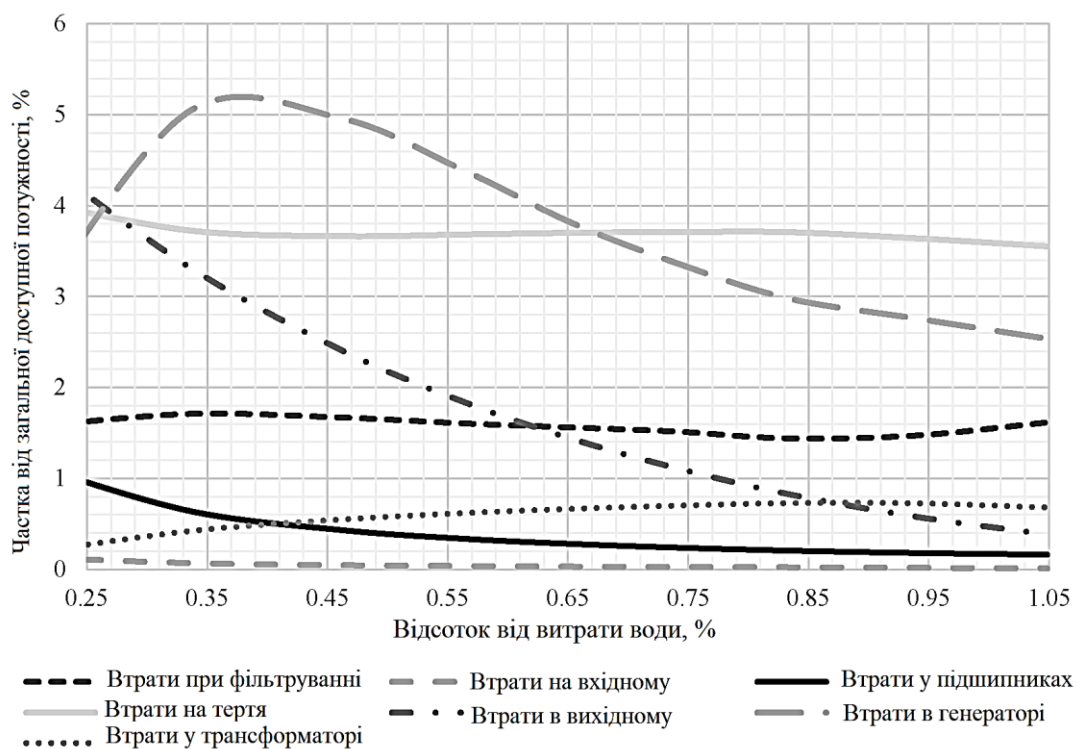


Рисунок 3.16 - Оцінка незначних втрат (максимум 5 %) у відсотках від загальної доступної потужності

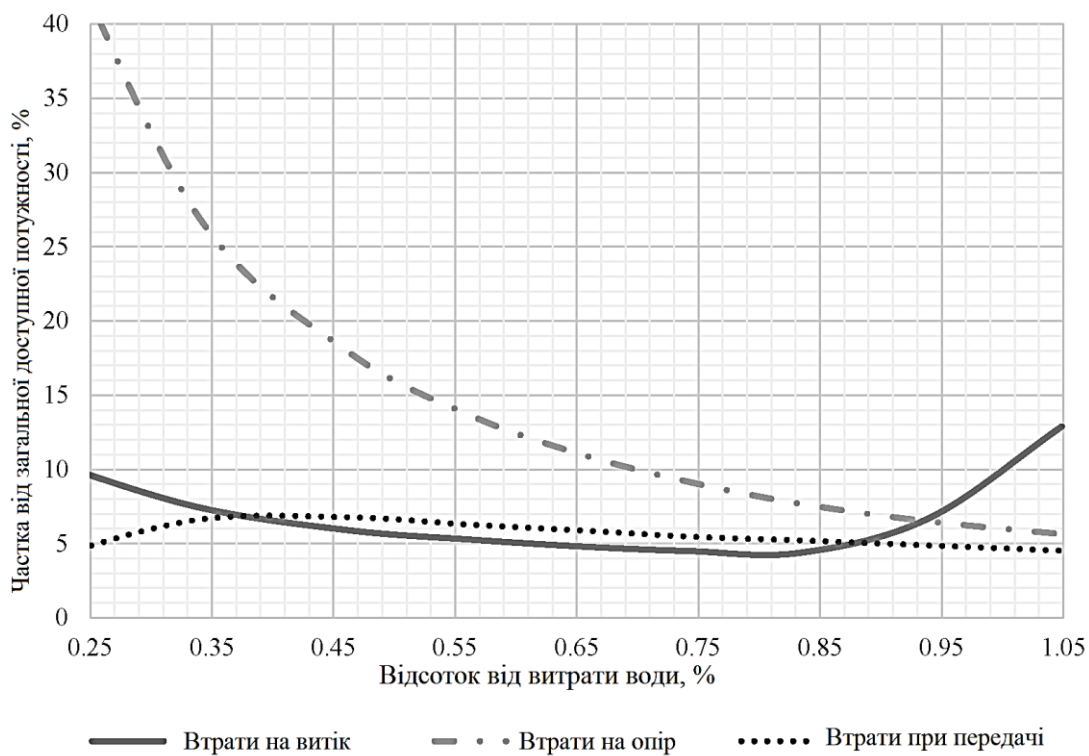


Рисунок 3.17 - Оцінка значних втрат у відсотках від загальної доступної потужності

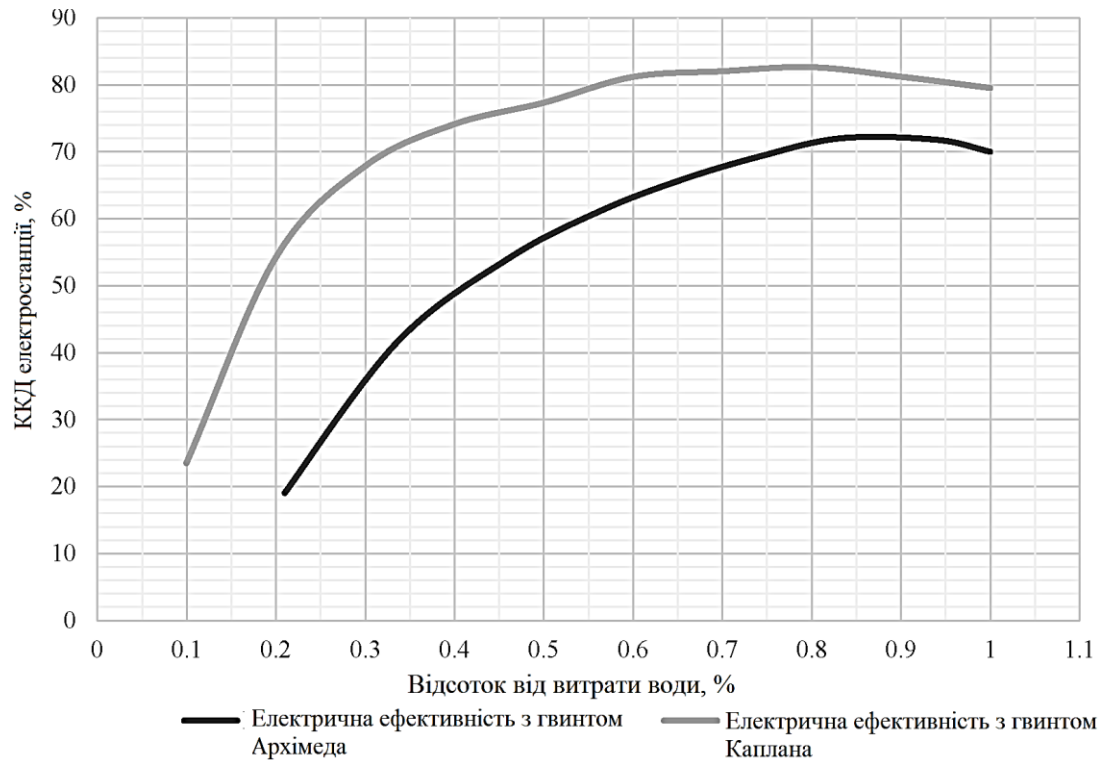


Рисунок 3.18 - Електрична ефективність досліджуваної гвинтової турбіни Архімеда та подвійної регульованої турбіни Каплана для гідроенергетичного проекту

Ця значно вища швидкість порівняно з гвинтовою турбіною може призвести до зменшення кількості ступенів редуктора і, як наслідок, до дещо вищої ефективності порівняно з тією, що необхідна для ГТА. У разі проекту з подібним напором, але меншим потоком ($< 1,2 \text{ м}^3/\text{с}$), турбіну Каплана можна використовувати взагалі без передачі, оскільки її швидкість буде достатньо високою ($> 600 \text{ об/хв}$) для прямого з'єднання з генератором, що призведе до підвищення ККД, оскільки не буде втрат на передачу.

Як зазначено в [17-21] Для підвищення ефективності гідротурбін при нерівномірному навантаженні ефективно використовувати системи акумулювання електроенергії.

3.15 Висновки до розділу

Проведено комплексне моделювання роботи гвинтової турбіни Архімеда (ГТА) з урахуванням усіх основних механізмів виробництва електроенергії та втрат. Аналіз показав, що реальна ефективність системи визначається не лише параметрами самої турбіни, але й сукупністю гідравлічних, механічних та електромеханічних втрат, які суттєво впливають на результат «від води до дроту».

На основі виконаних розрахунків встановлено таке:

1. Гідравлічні втрати. Найбільший внесок у зниження ефективності становлять втрати, пов'язані з роботою у відкритих каналах — тертя у каналі подачі, втрати на переходах, а також втрати на переповненні ковшів при збільшенні витрати понад оптимальний рівень. Занурена частина ротора генерує значний опір, що підтверджується помітним зниженням електричної ефективності при врахуванні відповідних втрат.

2. Втрати через конструктивні обмеження ГТА. Неминучий зазор між ротором і жолобом призводить до витоку частини потоку, що не бере участі у виробництві корисної потужності. Хоча ці втрати можна частково мінімізувати, вони залишаються однією з характерних проблем конструкції шнекових турбін.

3. Втрати тертя та механічні втрати. Втрати на тертя у жолобі, валу та лопатях, а також опори підшипників мають меншу частку порівняно з гідравлічними втратами, однак також впливають на кінцеву ефективність. Їхній рівень залежить від якості поверхонь, шорсткості та швидкісних режимів.

4. Втрати в трансмісії та електричному обладнанні. Низька частота обертання ГТА зумовлює необхідність використання редуктора, що додає додаткових втрат. Ефективність редуктора та генератора є одними з критичних чинників для кінцевої електричної ефективності станції. Також зафіксовано, що застосування перетворювачів частоти при змінній швидкості може призводити до істотного падіння ККД при часткових навантаженнях.

5. Порівняння з турбіною Каплана. Аналіз показав, що для аналогічних напорів та витрат подвійно-регульована турбіна Каплана демонструє помітно вищу електричну ефективність. Це зумовлено високими швидкостями обертання, відсутністю значних втрат у відкритих каналах та можливістю прямого приводу без редуктора при менших витратах.

6. Загальні тенденції та рекомендації:

- Найбільший потенціал підвищення ефективності ГТА пов'язаний з оптимізацією гідравлічних умов на вході та виході, зменшенням занурення ротора та поліпшенням конструкції каналів.

- Для підвищення енергоефективності при нерівномірних навантаженнях може бути доцільним застосування систем акумулювання енергії.

- Попри нижчу ефективність порівняно з турбінами реакційного типу, ГТА має переваги у простоті конструкції, екологічній сумісності та можливості роботи на малих напорах.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Фізичні основи електробезпеки

Величина струму, що проходить через тіло людини при її попаданні під напругу, в найбільшій мірі визначає тяжкість ураження. Для розробки технічних і організаційно-технічних заходів і засобів профілактики електротравм важливо знати, від яких конструктивних особливостей електроустановок, їх робочих параметрів і стану залежить можлива величина струму через людину при потраплянні під напругу. Крім того, важливо, щоб весь електротехнічний персонал, усі працівники, робота яких пов'язана з експлуатацією електроустановок, чітко розуміли, чим обумовлена, що є причиною тієї чи іншої вимоги з електробезпеки. Таке знання, розуміння вимог чинних нормативів з електробезпеки сприятиме дотриманню їх працівниками, і якраз розуміння цих вимог відрізняє працівників п'ятої групи з електробезпеки від четвертої, і є обов'язковою складовою їх професійної підготовки з питань безпеки [22,23].

У реальній електричній мережі (повітряній чи кабельній) опір ізоляції проводів відносно землі розподіляється по всій довжині мережі — опорні, підвісні, натяжні ізолятори, ізоляція кабелю. Чим більша протяжність мережі, тим більше ізоляторів, які працюють паралельно, і менший загальний опір ізоляції проводів відносно землі. Необхідний опір ізоляції регламентується чинними нормативами. На практиці ізоляція струмопроводів виконується з реальних діелектриків, питомий опір яких не дорівнює нескінченності. Внаслідок старіння ізоляції, її частого зволоження, забруднення, нагріву, дії агресивного середовища тощо, питомий опір ізоляції знижується. Тому кожна ділянка довжини проводу має опір ізоляції певного значення або провідність, яка відрізняється від нуля, а при роботі реальної мережі мають місце постійні втрати струму (виток струму) через ізоляцію і землю. Таким чином,

незважаючи на наявність ізоляції, токопроводи електромережі електрично зв'язані між собою і землею провідниками (ізоляцію) з великим опором.

Відповідно до зазначеного вище, кожна ділянка довжини проводу електромережі, що знаходиться під напругою, крім опору ізоляції має певну ємність відносно землі. Тому при дотиці людини до неізольованої струмовідної частини (проводу тощо) функціонуючої електромережі струм через людину обумовлюється величиною напруги дотику і ємністю зазначеної вище системи. Ємнісна складова струму через людину при потраплянні під напругу в розгалужених мережах може досягати небезпечних для людини значень. Тому навіть при відключенні мережі від джерела живлення для ремонтно-профілактичних робіт тощо, необхідно заземлити кожен провід переносним заземленням і тільки після цього та перевірки відсутності напруги допускати персонал до роботи.

4.2 Основні вимоги безпеки до улаштування та експлуатації технологічного обладнання

Загальні вимоги безпеки до конструкції виробничого обладнання встановлені ДНАОП.

Безпека виробничого обладнання забезпечується [22]:

- при проектуванні - дотриманням принципів технологічності і ергономічності конструкції, застосуванням раціональних кінематичних схем, принципу безперервності процесу, дистанційного або автоматичного управління, забезпеченням запобіжними та захисними системами;
- при виготовленні - застосуванням сучасних технологій машинобудування, дотриманням передбачених допусків та посадок;
- при збірці та монтажі - точним дотриманням технології;
- при експлуатації - своєчасним обслуговуванням та профілактичними оглядами, дотриманням експлуатації, тощо.

Виробниче обладнання має бути пожежо- і вибухобезпечним. Воно не повинно створювати небезпеки в результаті дії вологості, сонячної радіації, механічних коливань, високих і низьких тисків і температур, агресивних речовин і мікроорганізмів.

Важливою умовою безпечної експлуатації обладнання є дотримання вимог санітарних норм і правил, галузевих стандартів і правил техніки безпеки щодо розмірів виробничих приміщень, галерей і тунелів, мінімальної висоти до низу виступаючих будівельних конструкцій, ширини проходів.

Рухомі частини обладнання, що є джерелом небезпеки, повинні бути огорожені, за виключенням частин, огороження яких не допускається за їх функціональним призначенням. У цих випадках передбачається сигналізація, що попереджує про пуск машин в роботу, засоби зупинки і відключення джерел енергії. При наявності машин значної довжини (наприклад, транспортерів) засоби зупинки повинні розміщуватись не рідше як через кожні 10 м їх довжини.

Елементи конструкцій виробничого обладнання не повинні мати гострих кутів, кромок і поверхонь з нерівностями, що становлять собою джерело небезпеки, якщо їх наявність не визначається функціональним призначенням обладнання.

Конструкція обладнання повинна виключати можливість випадкового дотику працюючих до гарячих і переохолоджених частин. Виділення і поглинання обладнанням тепла, а також виділення їм вологи у виробничих приміщеннях не повинно перевищувати гранично допустимі! рівні (концентрації) в межах робочої зони.

4.3 Визначення, причини виникнення та класифікація надзвичайних ситуацій

Аварія – це небезпечна подія техногенного характеру, що створює на об'єкті, території або акваторії загрозу для життя і здоров'ю людей і

призводить до руйнування будівель, споруд, обладнання і транспортних засобів, порушення виробничого або транспортного процесу чи завдає шкоди довкіллю.

Катастрофа – це раптове лихо чи велика подія, яка тягне за собою важкі наслідки для людини, тваринного чи рослинного світу, змінюючи умови середовища існування. Це результат різкого чи стрибкоподібного переходу природного, біологічного чи соціально-економічного середовища з виникненням уражаючих факторів, які наносять значну шкоду соціальним і природним системам. Іноді, підкреслюючи всесвітній характер катастрофи, її називають катаклізмом. Залежно від масштабності та тривалості впливу на природне середовище, катастрофи поділяють на локальні, регіональні й глобальні.

Події природного походження або результат діяльності природних процесів, які за своєю інтенсивністю, масштабом поширення і тривалістю можуть вражати людей, об'єкти економіки та довкілля, називають небезпечними природними явищами. Руйнівне небезпечне природне явище – це стихійне лихо.

Епідемія – це масове розповсюдження інфекційної хвороби людей у часі та просторі, у межах певного регіону, що перевищує звичайний рівень захворюваності, який реєструється на цій території, в 1,5 раза протягом 3-х днів в 1–2 районах.

Причинами надзвичайних ситуацій можуть стати також епізоотії – одночасне поширення інфекційної хвороби серед великої кількості одного чи багатьох видів тварин, що значно перевищує звичайний зареєстрований рівень захворюваності на певній території; та епіфітотії – масове інфекційне захворювання рослин, що супроводжується чисельною загибеллю культур і зниженням їх продуктивності.

В Україні щороку виникають тисячі надзвичайно складних ситуацій природного та техногенного характеру, внаслідок яких гине велика кількість людей, а матеріальні збитки сягають кількох мільярдів гривень. Для роботи в

районі надзвичайної ситуації потрібно залучати значну кількість людських, матеріальних і технічних ресурсів.

Постановою Кабінету Міністрів України № 1099 „Про порядок класифікації надзвичайних ситуацій” затверджено „Положення про класифікацію надзвичайних ситуацій”.

Згідно з цим положенням за характером походження подій, що зумовлюють виникнення надзвичайних ситуацій на території України, розрізняють 4 класи надзвичайних ситуацій: техногенного, природного, соціально-політичного та військового характеру

Надзвичайні ситуації техногенного характеру – це наслідок транспортних аварій, катастроф, пожеж, неспровокованих вибухів чи їх загроза, аварій з викидом (загрозою викиду) небезпечних хімічних, радіоактивних, біологічних речовин, раптового руйнування споруд та будівель, аварій на інженерних мережах і спорудах життєзабезпечення, гідродинамічних аварій на греблях, дамбах тощо.

Надзвичайні ситуації природного характеру – це наслідки небезпечних геологічних, метеорологічних, гідрологічних, морських та прісноводних явищ, деградації ґрунтів чи надр, природних пожеж, змін стану повітряного басейну, інфекційних захворювань людей, сільськогосподарських тварин, масового ураження сільськогосподарських рослин хворобами чи шкідниками, зміни стану водних ресурсів та біосфери тощо.

Надзвичайні ситуації соціально-політичного характеру – це ситуації, пов’язані з протиправними діями терористичного та антиконституційного спрямування: здійснення або реальна загроза терористичного акту (збройний напад, захоплення і затримання важливих об’єктів ядерних установок і матеріалів, систем зв’язку та телекомунікації, напад чи замах на екіпаж повітряного чи морського судна)/

Надзвичайні ситуації воєнного характеру – це ситуації, пов’язані з наслідками застосування зброї масового ураження або звичайних засобів ураження, під час яких виникають вторинні фактори ураження населення

внаслідок зруйнування атомних і гідроелектричних станцій, складів і сховищ радіоактивних і токсичних речовин та відходів, нафтопродуктів, вибухівки, сильнодіючих отруйних речовин, токсичних відходів, транспортних та інженерних комунікацій.

Залежно від територіального поширення, обсягів, заподіяних або очікуваних економічних збитків, кількості людей, які загинули, розрізняють 4 рівні надзвичайних ситуацій – загальнодержавний, регіональний, місцевий та об'єктовий.

Надзвичайна ситуація загальнодержавного рівня – це НС, яка розвивається на території двох та більше областей (Автономної республіки Крим, міст Києва та Севастополя) або загрожує транскордонним перенесенням, а також у разі, коли для її ліквідації необхідні матеріали і технічні ресурси в обсягах, що перевищують власні можливості окремої області (Автономної республіки Крим, міст Києва та Севастополя), але не менше 1 % обсягів видатків відповідного бюджету.

Надзвичайна ситуація регіонального рівня – це НС, яка розвивається на території двох або більше адміністративних районів (міст обласного значення), Автономної республіки Крим, областей, міст Києва та Севастополя або загрожує перенесенням на територію суміжної області, а також у разі, коли для її ліквідації необхідні матеріальні й технічні ресурси в обсягах, що перевищують власні можливості окремого району, але не менше 1 % обсягів видатків відповідного бюджету.

Надзвичайна ситуація місцевого рівня – це НС, яка виходить за межі потенційно-небезпечного об'єкта, загрожує поширенням самої ситуації або її вторинних наслідків на довкілля, сусідні населені пункти, інженерні споруди/

Надзвичайна ситуація об'єктового рівня – це НС, яка не підпадає під зазначені вище визначення, тобто така, що розгортається на території об'єкта або на самому об'єкті, її наслідки не виходять за межі об'єкта або його санітарно-захисної зони. [23]

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі проведено всебічний аналіз сучасного стану малих гідроелектростанцій та технологій, придатних для роботи при низьких і дуже низьких напорах. Показано, що ця галузь має значний невикористаний потенціал, особливо в умовах природоохоронних обмежень та невеликих водотоків.

2. Обґрунтовано перспективність використання гвинтових турбін Архімеда (ГТА) як ефективного обладнання для малих ГЕС. Порівняно з традиційними турбінами Каплана чи Френсіса, ГТА забезпечує високу екологічність, надійність та стійкість у змінних гідрологічних умовах, хоча й поступається у максимальному ККД.

3. Проаналізовано конструктивні особливості ГТА, включаючи обмеження за розмірами, транспортні вимоги та механічні характеристики. Встановлено, що діаметр і довжина гвинта суттєво впливають на його ККД, можливість встановлення та кінцеву вартість проєкту.

4. Визначено вплив геометричних параметрів (крок гвинта, коефіцієнт радіуса, кількість лопатей, кут нахилу) на продуктивність турбіни. Доведено, що оптимізація цих параметрів дає змогу підвищити ефективність ГТА на 10–15 % у порівнянні з типово застосовуваними конфігураціями.

5. Досліджено рибозахисні властивості ГТА. Підтверджено, що за умови дотримання обмежень щодо швидкості кінчиків лопатей та використання гумових бамперів ГТА є одним з найбезпечніших типів турбін для мігруючих риб.

6. Вивчено механізми формування втрат: витоки через зазор, переповнення ковшів, опір підшипників, втрати в каналі подачі та втрати на переходах. Розроблено методику їх кількісної оцінки, що дозволяє підвищити точність прогнозування реальної потужності установки.

7. Сформовано алгоритм моделювання роботи ГТА, який враховує всі основні гідравлічні та механічні втрати. Запропонований алгоритм може

використовуватися для оцінки річного виробітку енергії ГЕС, а також для підбору оптимальних геометричних параметрів турбіни.

8. На основі проведених розрахунків встановлено, що реальний ККД ГТА зазвичай становить 80–85 % при номінальному режимі та може знижуватися до 50–70 % при часткових навантаженнях. Це потребує врахування при економічному плануванні проєктів.

9. Виявлено, що рівень шуму гвинтових турбін може бути критичним фактором для розміщення ГЕС у населених пунктах. Джерела шуму і методи його зменшення описано, що дозволяє попередньо оцінити необхідні захисні заходи.

10. Проведено аналіз економічної ефективності ГТА. Встановлено, що хоча капітальні затрати на такі турбіни нижчі, ніж на складні регульовані системи, нижчий ККД та зменшений діапазон робочих режимів можуть збільшувати строк окупності проєктів.

11. Сформульовано рекомендації щодо вибору ГТА для практичних застосувань. Гвинт Архімеда є оптимальним рішенням для об'єктів з напором 1–6 м, високими екологічними вимогами та відносно стабільною витратою, тоді як для напорів <1 м або дуже мінливих потоків потрібен додатковий аналіз.

12. Загалом, проведене дослідження підтвердило доцільність та техніко-економічну ефективність використання гвинта Архімеда для малих ГЕС, водночас окресливши напрямки для подальших досліджень. До ключових перспектив належать підвищення ефективності при часткових навантаженнях, покращення конструкцій лопатей, зменшення шумового впливу та розробка стандартів для оцінки рибозахисності турбін.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Гнатюк В. В. Роль систем зберігання електроенергії для енергосистеми / В. В. Гнатюк, В. І. Кузьмич, Вадим Петрович Коваль // Матеріали МНТК „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“, 28-29 травня 2025 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2025. — С. 21–22.

2. Коваль В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра для здобувачів другого рівня вищої освіти за ОПП Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка/ В.П. Коваль, М.Г. Тарасенко, О.А. Буняк, Л.Т. Мовчан – Тернопіль: ТНТУ, 2024. – 51 с.

3. Коваль В. П. Підвищення ефективності використання вітрового потоку у вітрових енергоустановках / В. П. Коваль // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, 14-15 травня 2020 року. — Т. : ТНТУ, 2020. — С. 204. — (Електротехніка та енергозбереження)

4. Рудик А.І. Енергоефективність двороторної вітроенергетичної установки // А.І.Рудик, В.П.Коваль /Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XI міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 7–8 груд. 2022.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон.техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – С. 70.

5. Енергоощадна інтелектуальна система керування механічною системою / Богдан Орбчук, Іван Сисак, Ярослав Осадца, Вадим Коваль, Сергій Бабюк // МММТЕС, 22-23 листопада 2022 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2022. — С. 128–130. — (Прикладні застосування механіки в задачах енергозбереження)

6. Стельмах С.С. Енергоефективність гідроакumuлюючих установок малої потужності // С.С.Стельмах, В.П.Коваль /Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XI міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів,

(Тернопіль, 7–8 груд. 2022.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон.техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – С. 71.

7. Lashofer, A., Hawle, W., & Pelikan, B. (2012). State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine. *Proceedings of the Hydro*, 14, 1-35.

8. Nuernbergk, D. M., & Rorres, C. (2013). Analytical model for water inflow of an Archimedes screw used in hydropower generation. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139(2), 213-220.

9. Lashofer, A., Hawle, W., & Pelikan, B. (2012). State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine. *Proceedings of the Hydro*, 14, 1-35.

10. Rorres, C. (2000). The turn of the screw: Optimal design of an Archimedes screw. *Journal of hydraulic engineering*, 126(1), 72-80.

11. Lubitz, W. D., Lyons, M., & Simmons, S. (2014). Performance model of Archimedes screw hydro turbines with variable fill level. *Journal of Hydraulic Engineering*, 140(10), 04014050.

12. Raynal, S., Courret, D., Chatellier, L., Larinier, M., & David, L. (2013). An experimental study on fish-friendly trashracks–Part 1. Inclined trashracks. *Journal of Hydraulic Research*, 51(1), 56-66.

13. Rohmer, J., Knittel, D., Sturtzer, G., Flieller, D., & Renaud, J. (2016). Modeling and experimental results of an Archimedes screw turbine. *Renewable energy*, 94, 136-146.

14. Brkić, D. (2011). Review of explicit approximations to the Colebrook relation for flow friction. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 77(1), 34-48.

15. Creation and substantiation of the matrix for model series of tubular propeller turbines for small hydropower plants / Myroslav Zin, Vadym Koval, Mykola Tarasenko, Ivan Sysak // Scientific Journal of TNTU. — Tern. : TNTU, 2023. — Vol 109. — No 1. — P. 24–31.

16. Tarrant, M. (2011) *Comparative merits of the two proposed hydropower*

schemes at Avoncliff Weir

17. Коваль В. П. Суміщене електропостачання від поновлювальних джерел енергії / Вадим Коваль // Матеріали IV Міжнародної науково технічної конференції „Теоретичні та прикладні аспекти радіотехніки, приладобудування і комп’ютерних технологій— присвячена 80-ти річчю з дня народження професора Я.І. Проця, 20-21 червня 2019 року. — Т. : ФОП Паляниця В. А., 2019. — С. 294.

18. Іме А.Н. Підвищення ефективності сонячних панелей шляхом використання водяного охолодження/Аях Нсікак Іме, В.П. Коваль//Збірник тез доповідей IX Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій —, 25-26 листопада 2020 року.—Т.: ТНТУ, 2020.—Том 2.— С. 80–81

19. Керя Ю.Б. Роль системи накопичення енергії у електроенергетичній системі //Ю.Б.Керя, В.П.Коваль /Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XI міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 7–8 груд. 2022.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон.техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – С. 68.

20. Коваль В.П. Вплив ємності акумулятора на ефективність роботи фотоелектричної станції//В.П.Коваль / Інноваційні технології в світлотехніці та електроенергетиці : матеріали Міжнар. наук.-практ. конф., Харків, 16–17 трав. 2024 р. / Нац. акад. наук вищ. освіти України, Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова, Нац. наук. центр «Ін-т метрології» [та ін.]. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024. – С. 75-77.

21. Коваль В. П., Зінь П. М. Підвищення енергоефективності низьконапірних мікрогес невеликої потужності з трубними осьовими гідротурбінами // Тези XIII МНПК „Актуальні задачі сучасних технологій“, Тернопіль, 11-12 грудня 2024 року. 2024. С. 285–286.

22. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Підручник/ В.Ц.Жидецький, В.С Джигирей, О.В.Мельников. – Вид. 5-те, доповнене. –

Львів: Афіша, 2000. – 350 с.

23. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / В.С.Стручок. — Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. — 156 с.