

Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра «Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент»

“Допущено до захисту”
Зав. кафедрою ЕТС та ЕМ
к.т.н., професор
_____Петро ПЛЄШКОВ
“__” _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:
Дослідження ефективності та режимів роботи ГЕС в
системах електропостачання
Study of efficiency and operating modes of hydropower
plants in power supply systems

Виконав здобувач вищої освіти
II курсу магістратури, групи ЕЕ-23М
ОПП «Електротехнічні системи
електроспоживання»
спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка»
_____Раміз РАХМАНКУЛОВ
«__» _____ 2024 р.

Керівник роботи
к.т.н, доцент
_____Іван САВЕЛЕНКО
«__» _____ 2024 р.

Рецензент _____

м. Кропивницький, 2024

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітньо-професійна (освітньо-наукова) програма

Електротехнічні системи електроспоживання

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

_____ Петро ПЛІШКОВ

«_____» _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

Рахманкулова Раміза

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи » Дослідження ефективності та режимів роботи ГЕС в системах електропостачання

Study of efficiency and operating modes of hydropower plants in power supply systems

2. Керівник роботи Савеленко Іван Володимирович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 02.12.2024 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Метою кваліфікаційної роботи є дослідження покращення роботи гідроелектростанцій та приріст обсягів на виробництві генерації електроенергії.

Завдання роботи: дослідити ефективність та режими роботи ГЕС в системах електропостачання, метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності роботи малих гідроелектростанцій та збільшення обсягів виробництва електричної енергії.; аналіз особливостей та конструкцій гідротурбін; техніко-економічне обґрунтування впровадження системи активного регулювання продуктивності гідротурбіни малої гідроелектростанції охорона праці.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
<i>Охорона праці</i>	<i>к.т.н., доц. Савеленко І.В.</i>		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Вступ</i>	<i>07.10.24</i>	
2	<i>Аналіз поточного стану гідроенергетики в Україні</i>	<i>09.10.24</i>	
3	<i>Аналіз особливостей та конструкцій гідротурбін</i>	<i>21.10.24</i>	
4	<i>Розрахунок параметрів лопатей робочого колеса гідротурбіни</i>	<i>28.10.24</i>	
5	<i>Техніко-економічне обґрунтування впровадження системи активного регулювання продуктивності гідротурбіни малої гідроелектростанції</i>	<i>04.11.24</i>	
6	<i>Безпека життєдіяльності, основи охорони праці</i>	<i>11.11.24</i>	
7	<i>Висновки</i>	<i>25.11.24</i>	
8	<i>Оформлення кваліфікаційної роботи та презентації до неї</i>	<i>02.12.24</i>	

Дата видачі завдання

«___» _____ 2024 р.

Підпис керівника

_____ Савеленко І.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийнято до виконання

«___» _____ 2024 р.

Підпис здобувача

_____ Рахманкулов Р.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

РАХМАНКУЛОВ Р. Дослідження ефективності та режимів роботи ГЕС в системах електропостачання.

Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», освітньо-професійна програма «Електротехнічні системи електроспоживання», Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2024.

Магістерська робота присвячена комплексному дослідженню ефективності гідротурбін та оптимізації їх конструктивних параметрів для підвищення продуктивності гідроелектростанцій. У роботі проведено системний аналіз сучасного стану та перспектив розвитку гідроенергетики в Україні, досліджено особливості застосування ГЕС для електропостачання споживачів.

Основну увагу приділено дослідженню гідродинамічних процесів у робочих колесах гідротурбін різних конструкцій. Виконано математичне моделювання потоку рідини та досліджено вплив геометричних параметрів лопатей на ефективність роботи гідроагрегату. Особливу увагу приділено вивченню залежності швидкісних характеристик та напору від кута нахилу лопатей.

У роботі представлено результати розрахунків параметрів дво- та трилопатевих гідротурбін, на основі яких розроблено рекомендації щодо оптимізації їх конструкції. Проведено техніко-економічний аналіз запропонованих рішень та оцінено їх ефективність.

Практичне значення роботи полягає в розробці методики розрахунку оптимальних параметрів робочих коліс гідротурбін та формулюванні рекомендацій щодо забезпечення їх надійної та безпечної експлуатації. Результати дослідження можуть бути використані при проектуванні нових та модернізації існуючих гідроелектростанцій.

Ключові слова: гідроенергетика, гідротурбіна, робоче колесо, моделювання потоку, оптимізація параметрів, ефективність, безпека експлуатації.

ABSTRACT

RAKHMANKULOV R. Study of efficiency and operating modes of hydropower plants in power supply systems.

Qualification work for the second (master's) level of higher education in specialty 141 'Electric power engineering, electrical engineering and electromechanics', educational and professional programme 'Electrotechnical systems of electricity consumption', Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2024.

The master's thesis is devoted to a comprehensive study of hydro turbines efficiency and optimization of their design parameters to improve the performance of hydroelectric power plants. The paper provides a systematic analysis of the current state and development prospects of hydropower in Ukraine, and investigates the specific features of hydroelectric power plants application for consumer power supply.

The main focus is on the study of hydrodynamic processes in hydro turbine runners of various designs. Mathematical modeling of fluid flow has been performed, and the influence of blade geometric parameters on the hydrounit efficiency has been investigated. Particular attention is paid to studying the dependence of velocity characteristics and head on the blade angle.

The thesis presents the results of calculations for two-blade and three-blade hydro turbines parameters, based on which recommendations for optimizing their design have been developed. A technical and economic analysis of the proposed solutions has been carried out, and their effectiveness has been evaluated.

The practical significance of the work lies in developing a methodology for calculating optimal parameters of hydro turbine runners and formulating recommendations for ensuring their reliable and safe operation. The research results can be used in designing new hydroelectric power plants and modernizing existing ones.

Keywords: hydropower, hydro turbine, runner, flow modeling, parameter optimization, efficiency, operational safety.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. АНАЛІЗ ПОТОЧНОГО СТАНУ ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ.....	6
1.1 Труднощі та перспективи гідроенергетики в Україні	6
1.2 Ефективність застосування ГЕС для електропостачання споживачів	9
Висновки до розділу 1	14
2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА КОНСТРУКЦІЙ ГІДРОТУРБІН	15
2.1 Гідротурбіни ГЕС та їх класифікація	15
2.3 Моделювання руху рідини в робочому колесі турбіни ГЕС	27
2.4 Вплив нахилу лопаті на швидкість та гніт рідини в гідроагрегаті.....	28
2.5. Дослідження економічної продуктивності проекту.....	30
Висновки до розділу 2	34
3. ДОСЛІДНИЦЬКО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	35
3.1 Розрахунок даних лопатей робочого колеса гідротурбіни	35
3.2. Обчислення анотацій трилопатевої гідротурбіни	55
3 3. Обчислення анотацій дволопатевої гідротурбіни	60
Висновки до розділу 3	65
4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКТИВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГІДРОТУРБІНИ МАЛОЇ ГІДРОСТАНЦІЇ	66
4.1. Розрахунок річного обсягу продукції.....	69
4.2. Розрахунок капітальних вкладень	72
4.3. Експлуатаційні витрати	73

	3
4.4. Розрахунок показників ефективності.....	75
5 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ	77
5.1 Умови безпечної експлуатації гідротехнічних споруд на ГЕС	77
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	79

ВСТУП

Важливість теми даної праці на сьогодні . В Україні, фіксується стрімкий зростання розвитку малої гідроенергетики. Але корисність енергоспоживання малих ГЕС, включно з новозбудованими, не рідко не є такими ефективними: їх коефіцієнт корисної дії (ККД) зазвичай не перевищує 50-60%, хоча сучасні досягнення науки і техніки дозволяють досягати показників не менше 75-80%. Це пов'язано з недоліками у проектуванні, неточними розрахунками технологічних процесів та невідповідністю гідротурбінного обладнання конкретним умовам експлуатації. Це обмежує можливості повного використання потенціалу для зростання енерго-ефективності у сфері малої гідроенергетики.

Втілення в життя даного проекту значно збільшить річне вироблення електроенергії через підвищення технологічного рівня гідроелектростанцій. Це дозволить досягти поставленої мети – підвищити ефективність до рівня, який відповідає нормам промисловості країн які на сьогодні більш розвинені.

Останніми роками багато науковців в Україні досліджують питання енергетичної дієвості гідротурбін, наприклад, вчені, такі як Алексапольський Д. Я. та Зінь М. М. Не зважаючи на значну зацікавленість до труднощів гідроенергетики, не зникає необхідність у подальших дослідженнях та розрахунках ефективності гідротурбін для малих напорів, менших ніж 5 метрів. Недостатня вивченість цих аспектів та актуальність проблеми визначають важливість роботи над підвищенням дієвості малих ГЕС, а саме на основі турбін з підвідними трубопроводами сифонного типу.

Найбільшою властивістю що вигідно виділяє проектування гідротурбін маленького діаметру це змога використовувати асинхронний або синхронний генератор заводського виробництва без допоміжних редукторів та іще якихось апаратів. Це сприятиме зниженню вартості як самого гідроагрегату, так і його обслуговування.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності роботи малих гідроелектростанцій та збільшення обсягів виробництва електричної енергії.

Реалізація проекту дозволить значно підвищити річне виробництво електроенергії, що, в свою чергу, сприятиме зменшенню виробництва електроенергії на теплоелектростанціях і атомних електростанціях, які викидають шкідливі забруднювачі в атмосферу. Це також призведе до збільшення відрахувань до державного та місцевих бюджетів, забезпечення робочими місцями нових людей та отримання нових замовлень для вітчизняних підприємств, що виробляють обладнання для гідроелектростанцій.

Кваліфікаційна робота містить в собі теоретичну частину та графічну частину у вигляді презентацій.

1. АНАЛІЗ ПОТОЧНОГО СТАНУ ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ

1.1 Труднощі та перспективи гідроенергетики в Україні

На сьогоднішній день вітчизняні, так і іноземні інвестори активно вкладають кошти в нетрадиційні джерела енергії, зокрема в гідроенергетику. Мала гідроенергетика

отримувала підтримку від урядів України з 1991 року і продовжує отримувати її досі. Починаючи з 2009 року розпочато значне фінансування гідроенергетичних проєктів через тарифні та податкові пільги, які будуть діяти до закінчення 2030 року.



Рисунок 1.1 – Гідрологічні райони в Україні

Спеціалісти притримуються думки про те, що мала гідроенергетика зараз проходить своєрідне "друге народження". Нещодавно в усьому світі було збудовано численну кількість ГЕС, при будівництві яких було затоплено велику кількість територій, знищення

сільсько- господарських угідь, садів і лісів, а також порушення гідравлічних режимів річок, що спричинило їх деградацію. Водночас, частка електроенергії, яку ці великі ГЕС виготовляли в загальному обсязі енергії від ГЕС і АЕС, була відносно невеликою, тому стало актуальним питання про доцільність розробки та відбудови великих гідроелектростанцій.

Але при цьому зіткнулись з труднощами та недоліками пов'язаними саме з великими ГЕС, а саме їх величезні витрати, обмежена кількість придатних для будівництва місць, значний екологічний збиток, затоплення територій, замулення річок, та інше.

Отже, постало питання про пошук альтернативних рішень, одним із них було вертання до малої гідроенергетики. У фазі з 2005 по 2020 рік в СНД було виготовлено 700 одиниць апаратури для малих ГЕС (гідротурбін потужністю від 0,5 до 10 кВт). Малі ГЕС в СНД технічно здатні опанувати приблизно 500 млрд кВт·год (близько 23% від потенціалу). Висока дієвість малої гідроенергетики в Україні та решти європейських країнах була підтверджена у 2015-2020рр, в той час як було введено в експлуатацію тисячу ГЕС, здатних надавати природньою електроенергією населені пункти, ферми, промислові зони, заводи та робітничі містечка.

У середині ХХ століття, через швидкий розвиток енергетики на основі великих теплових і атомних електростанцій, а також могутніх та надпотужних гідроелектростанцій, які будувалися з всебічним нехтуванням екологічних результатів, немало малих ГЕС були виведені з експлуатації, законсервовані або знищені.

Інформація, представлена в таблиці 1.1, свідчить про те, що будівництво гідроелектростанцій є значно економічно вигіднішим у порівнянні з будівництвом сонячних або вітрових станцій такої ж потужності.

На сьогодні в Європі працює більше 45 тисяч гідроелектростанцій потужністю від 50 до 5000 кВт, а в країнах Азії їх кількість перевищує сто

тисяч. У Скандинавських країнах та Європі гідроелектростанції забезпечують близько 90% виробництва електроенергії. Останнім часом відновлені та знову збудовані малі ГЕС характеризуються високим рівнем автоматизації. Для покращення турбін для ГЕС вагомий внесок зробили французькі інженери, які розробили грушоподібну турбіну, що виявилася універсальною для виготовлення природньо чистої електричної енергії. Таку турбіну можна встановлювати в місцях нижче за течією від греблі, без потреби у будівництві греблі. Сьогодні перспективною є міні-гідроелектростанція «Hydrolec». Розроблена фірмою «Leroy-Somer», така гідроелектростанція може генерувати до 4 кВт енергії при перепаді рівнів води всього 0,9 м.

Малі, мікро- та міні-гідроелектростанції є екологічно чистими об'єктами, оскільки їхня діяльність не спричиняє шкідливих викидів у воду, ґрунт або атмосферу. Вони проектуються так, щоб гармонійно співіснувати з мешканцями прилеглих територій і не заважати туристам та відпочивальникам. Це означає, що сучасні малі, мікро- та міні-гідроелектростанції повинні оснащуватися високоефективним обладнанням з мінімальним рівнем шуму. Тому рекомендується використовувати без редукторні гідроагрегати при проектуванні таких станцій.

Отже, сьогодні можна говорити лише про кількісне зростання в галузі гідроенергетики. Ефективність гідроелектростанцій можна підвищити до будь-якого рівня, якщо це вигідно всім виробникам електроенергії. Водночас держава повинна компенсувати витрати виробників за рахунок податкових пільг або підвищених тарифів.

Отже, гідроенергетика в Україні є галуззю з величезним потенціалом і значними можливостями для подальшого розвитку.

1.2 Ефективність застосування ГЕС для електропостачання споживачів

Ефективність застосування ГЕС для електропостачання споживачів енергії для споживачів, особливо в регіонах із достатнім водним ресурсом. Їхня ефективність пояснюється низкою факторів: висока енергоефективність, стабільність та надійність постачання, економічність, екологічність, довговічність, а також можливість регулювання водних ресурсів. Однак для забезпечення максимальної ефективності необхідно впроваджувати систематичне технічне обстеження та оновлення оснащення, зокрема в малих ГЕС.

Використання гідро-потенціалів для виготовлення електроенергії має не маловажну вагу для константного піднесення регіону. Західна Україна має вагому гідроенергетичну перспективу, яка має всі шанси бути продуктивно використаною для забезпечення енергетичних потреб місцевих громад. У регіоні є безліч річок та потоків, що надають усі обставини для розташування гідроенергетичних об'єктів. Найбільшими річками Тернопільщини є Дністер і Серет, що мають велику здатність для продукціювання електроенергії дякуючи їх водним ресурсам і наявним крутим переходам висот місцями на ділянках. Окрім того, в області є також менші річки, які можуть бути задіяні для гідроенергетичних проєктів.

Зокрема, кафедрою електричної інженерії був розроблений проєкт Бережанської та Мишковицької мікро ГЕС дериваційного типу. Мишковицька ГЕС знаходиться на річці Серет у мальовничій місцевості поблизу села Мишковичі. Дана гідроелектростанція була створена для використання гідроенергії з метою виготовлення електроенергії та задоволення енергетичних потреб місцевих жителів.



Рисунок 1.1 – Фото шлюзу Мишковицької мікроГЕС

Головні елементи гідроелектростанції це турбіни та генератори. Вода проходить повз водоводи до турбін, які переробляють енергію руху води в механічну енергію, що приводить в дію генератори. Генератори, у свою чергу, перетворюють цю механічну енергію у електричну, яка потрапляє в електричну мережу для майбутнього вживання.



Рисунок 1.2 – Фото турбін Мишковицької мікроГЕС

Проект Бережанської мікроГЕС містив розроблення машинної платформи станції, обрання гідротурбін і електрогенераторів, а також обчислення та розробку пласкоремінних і клиноремінних потужних підвищувальних систем передавання, робочих коліс гідротурбін, штампу для вироблення напівпродукту, робочих лопатей (із розробкою 3D-моделей штампу), труб які відсмоктують рідину, вхідного трубного переходу прямокутник-круг для турбінного водогону із збавлянням поверхні торцевого перерізу, сміттезатримувальних ґраток тощо. Проект було успішно реалізовано: мікроГЕС змонтовано і включено. ГЕС знаходиться на річці Золота Липа за дамбою міського ставу в м. Бережани.



Рисунок 1.3 – Бережанська мікроГЕС

Особливою властивістю цього проєкту є те, що Бережанська мікроГЕС була першою новозбудованою гідроелектростанцією в Тернопільській області з 1963р.

Також то є єдина діюча ГЕС на річці Золота Липа в області. Протягом 53pp, з 1963 р. і до другої половини 2016 р., на Тернопільщині не будували нових малих ГЕС. Відновлювали лише старі, реконструювали занедбані станції або переобладнували водяні млини під ГЕС. Таким чином, Бережанську мікроГЕС є можливість охрестити наймолодшою малою ГЕС в області, спорудженою вперше після півстолітньої перерви на абсолютно новій основі.

До цього найновішою була Касперівська ГЕС на річці Серет. Варто зазначити, що в Бережанах до 60-х років минулого століття діяла інша мала ГЕС, та вона розташовувалась в іншому місці.

Подальший розвиток гідроенергетики в Тернопільській області розкриває кілька перспективних напрямів:

1. Модернізація існуючих ГЕС: оновлення старих гідроелектростанцій, яке дозволить підвищити їх ефективність і потужність шляхом встановлення нового обладнання для оптимального використання водних ресурсів.

2. Будівництво малих ГЕС: на невеликих річках і потоках області можна створювати малі гідроелектростанції, що забезпечить місцеве виробництво електроенергії та сприятиме розвитку віддалених районів.

3. Енергетичне співробітництво: партнерство з іншими регіонами або країнами з розвиненою гідроенергетикою, яке сприятиме обміну технологіями та досвідом. Дослідження річкових систем: детальні дослідження річок області для оцінки їх гідроенергетичного потенціалу, що дозволить визначити нові місця для ймовірного розміщення та оптимізувати їх проектування.

Екологічно обґрунтовані рішення: впровадження екологічних заходів для збереження природних ресурсів та екосистем, включаючи штучні водоскиди, відновлення рибних видів та збереження річкових ландшафтів.

Розвиток гідроенергетики в Тернопільській області може суттєво вплинути на економіку, зменшити залежність від імпорту енергії та

забезпечити сталий розвиток регіону. Водночас важливо зберігати екологічний баланс, ретельно планувати проєкти, оцінювати ризики та ефективно управляти гідроенергетичними ініціативами.

1.3 Висновки до розділу 1

□ Аналіз літератури показує, що енергоефективність малих гідроелектростанцій, включаючи новозбудовані, часто не досягає очікуваних показників:

їхній ККД зазвичай коливається в межах 50-60%. Однак завдяки сучасним досягненням у науці та техніці можливе досягнення ККД на рівні 75-80% і більше.

□ Робоче колесо- це найважливіший елемент турбіни, від якого залежить її ефективність і коефіцієнт корисної дії (ККД).

□ Втілення проєкту надасть змогу збільшити ККД малих гідроелектростанцій до рівня, який відповідає або перевищує показники найкращих вітчизняних та міжнародних аналогів.

Це також позитивно вплине на якість життя населення в населених пунктах, в яких вже працюють або ще будуть побудовані малі ГЕС.

Покращиться місцева інфраструктура завдяки реалізації соціальних програм, з'явиться більше трудо. місць. У районах біля ГЕС, на дистанції яка не несе загрози, буде створено зони відпочинку, пляжі та інші рекреаційні об'єкти.

2. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА КОНСТРУКЦІЙ ГІДРОТУРБІН

2.1 Гідротурбіни ГЕС та їх класифікація

Встановлена потужність гідроелектростанції є основоположним критерієм для її класифікації. Згідно з цією класифікацією, ГЕС поділяються на п'ять видів: великі, середні, малі, міні та мікро. Крім того, ГЕС можна класифікувати за видом гідротурбін. Конструктивні та технологічні від'ємності між ГЕС не є повністю визначеними і регулюються відповідно до специфічних технічних вимог кожної станції (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Відмінності між ГЕС

ГЕС	Країни та організації					
	Україна	Італійський національний комітет	ОЛАДЕ	Японія	Іспанія, Індія, Австралія, Франція, Канада	Нов. Зел.
Мікро-ГЕС	0,101	0,101	0,101	0,101	0,101	1,01
Міні-ГЕС	1,01	0,501	1,01		2,01	10,01
Малі-ГЕС	30,01	5,01	10,01	20,01	5,01	48

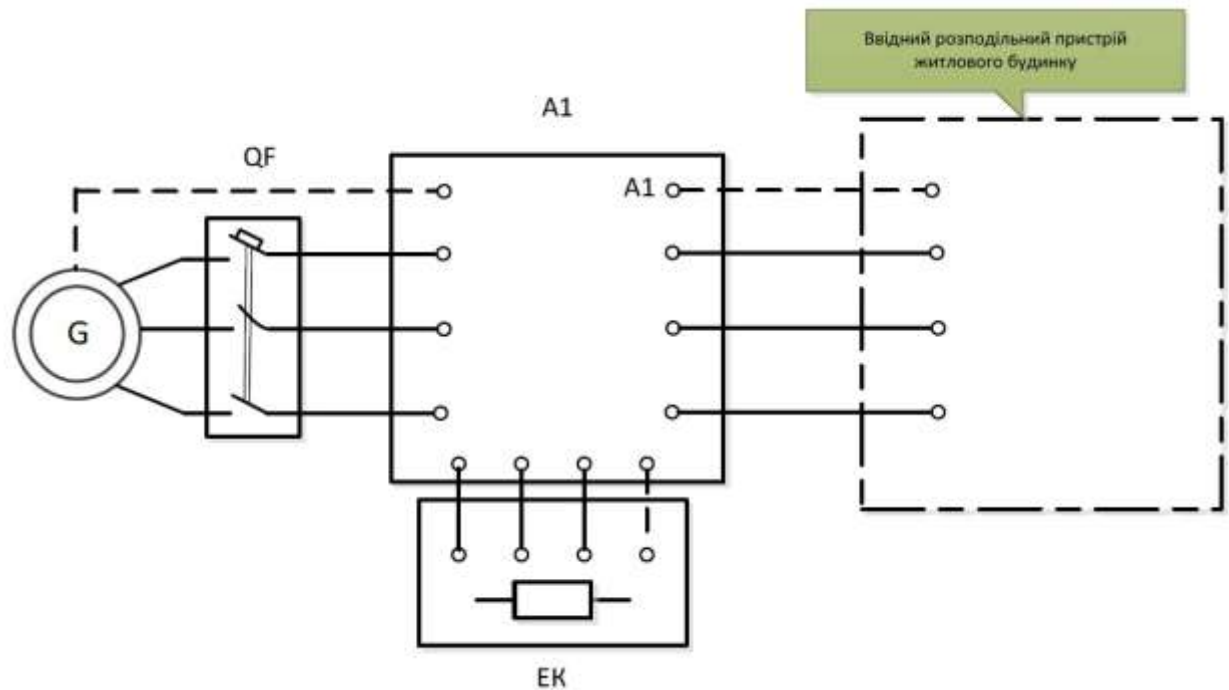


Рисунок 2.1 – Принципова схема мікроГЕС

Першою у великому асортименті гідротурбін є турбіна Пелтона, також відома як ковшова турбіна. Її дієвий робочий тиск варіюється від 100 до 1000 метрів. Схематичний розріз цієї турбіни показано на рис. 2.2.

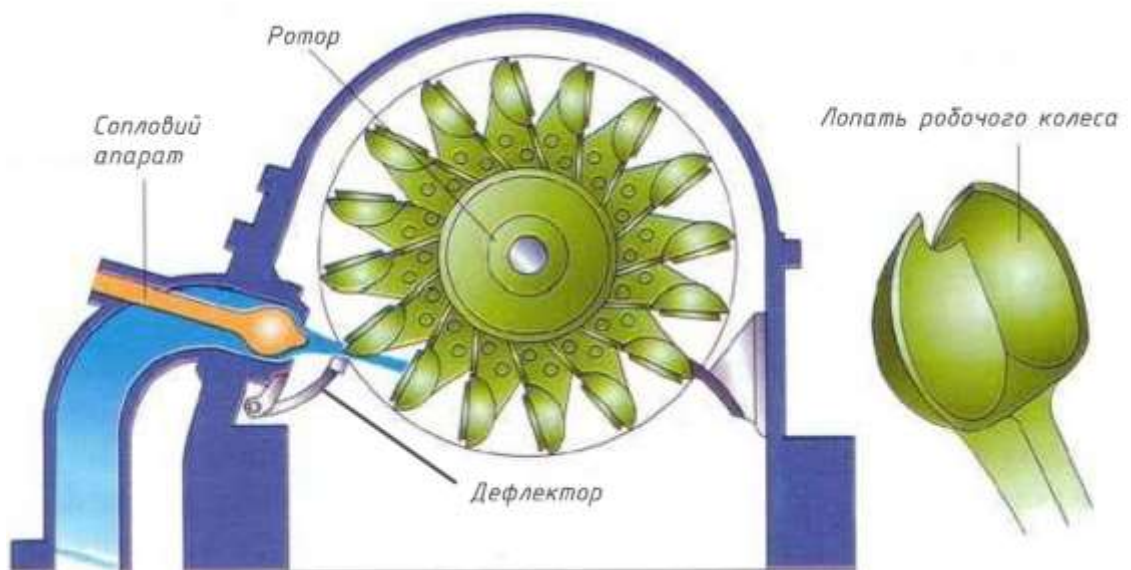


Рисунок 2.2 – Турбіна Пелтона (ковшова)

Іншим різновидом типом турбін є турбіна Френсіса, дієвий робочий тиск якої варіюється від 40 до 550 метрів. Загальний вигляд цієї турбіни та її робочого колеса показано на малюнку 2.3.

Ще одним прикладом є турбіна Мішеля-Банкі, також відома як турбіна поперечного потіку. Характерною особливістю цієї турбіни є робоче колесо, виконане у формі "білячого колеса". Її оптимальний робочий напір варіюється в межах від 5 до 200 метрів. Зображення турбіни зображено на малюнку 2.4.

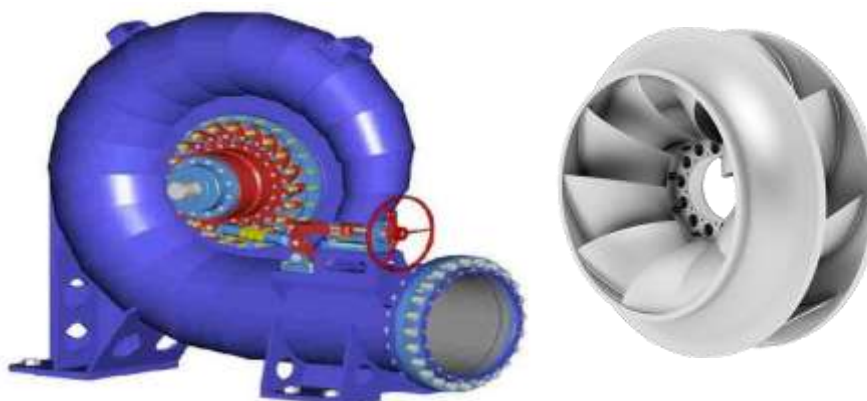


Рисунок 2.3 – Турбіна Френсіса (радіально-осьова)

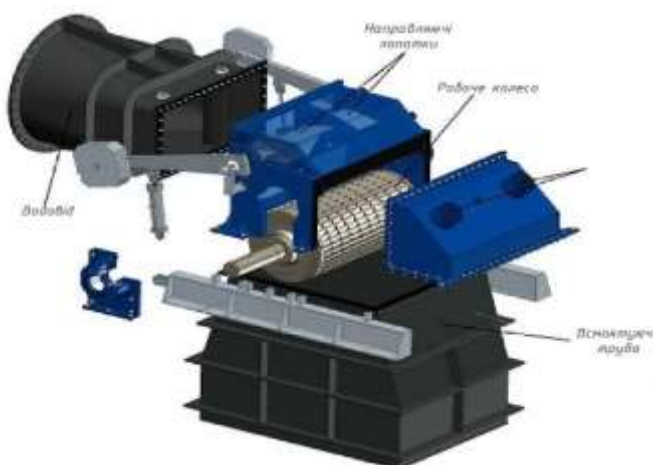


Рисунок 2.4 – Турбіна Мішеля - Банкі (поперечного потіку)

Мала гідроенергетика має значний потенціал для розвитку, особливо на основі малонапірних мікро ГЕС. Для подібних електростанцій найефективнішим є застосування пропелерних або поворотно-лопатевих гідротурбін Каплана (див. рис. 2.5). Основні переваги цих турбін — висока швидкохідність і надійна стійкість до кавітації при низьких напорах. Вони

застосовуються для напорів у діапазоні від 3 до 10 м. Звичайно застосовують турбіни з чотирма лопатями. Якщо напір не перевищує 5 м, тоді Бистрота ходу робочого колеса остається меншою за 400 об/хв, що потребує використання дорогих низькооборотних електрогенераторів або підвищувальних передач, що призводить до збільшення вартості гідроагрегату та зниження його енергоефективності. Щоб розв'язати ці складнощі, в розділі роботи три ми провели дослідження швидкохідності робочих коліс із двома та трьома лопатями.



а) пропелерна

б) поворотнолопатева

Рисунок 2.5 – Турбіна Каплана

2.2 Дослідження продуктивності робочих коліс ГЕС і їх ефективності

Індекс швидкохідності встановлює кількість обертів робочого колеса, яке є геометрично подібним тому, що генерує заданий напір при певному обсязі споживаної потужності. Як еталон для порівняння була використана гідротурбіна встановлена на діючій гідроелектростанції в м. Бережани. Анотацією даної гідротурбіни можемо побачити у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристики використання чотирилопатевого робочого колеса Т-90

Розрахункові величини	Позначення	Кількість
-----------------------	------------	-----------

Діаметр робочого колеса	$D, \text{м}$	0,900
Напір	$H, \text{м}$	3,700
Витрата води крізь гідротурбіну	$Q, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	3,240
Потужність	$P, \text{кВт}$	108,00
Швидкість обертання робочого колеса	$n, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$	350,00
ККД	$\eta, \%$	91,80

Швидкохідність осьових робочих коліс як правило перевищує швидкохідність радіально-осьових, що дозволяє зменшити загальні габаритні розміри конструкції [2]. Однак, поряд із цими привілеями, в осьових турбін є значний недолік – досить високий коефіцієнт кавітації, що потребує глибокого занурення турбіни.

Для покращення кавітаційних характеристик зазвичай збільшують кількість лопатей, що, у свою чергу, призводить до збільшення діаметра втулки робочого колеса. Підвищення втулкового відношення підвищує швидкості в робочому колесі, а це погіршує кавітаційні характеристики. Через це традиційні вертикально-осьові гідротурбіни, як правило, застосовуються на ГЕС з тисками до 70 м і кількістю лопатей $z = 8-10$ при певному втулковому відношенні.

Залежно від тиску на ГЕС застосовуються такі типи осьових гідротурбін:

1. Низьконапірні ($H = 3-15$ м);
2. Середньонапірні ($H = 15-40$ м);
3. Високонапірні ($H = 40-80$ м).

Сьогодні осьові гідротурбіни зарекомендували себе високими енергетичними характеристиками. Коефіцієнт корисної дії (ККД) могутніх осьових турбін у оптимальних режимах досягає 93–94%. Останніми роками

значні досягнення у розвиненні турбін даної категорії стали можливими завдяки широкому впровадженню гідродинамічних способів розрахунку та вивчення проточних відділів робочих коліс.

Основні погляди і взаємозалежності для одиночного профілю та профільної решітки.

Перш ніж приступити до обчислення лопатевих систем робочих коліс осьових гідротурбін, необхідно звернути увагу на деякі особливості потоку в осьовому робочому колесі.

Прийнято вважати, що зміна напрямку потоку з радіального на осьовий повністю відбувається перед входом в робоче колесо, а вже безпосередньо в колесі вода прямує в осьовому напрямку. Тому, прогнозується, що верхні потоки в осьовому робочому колесі мають форму циліндричних поверхонь. Такий характер руху можливий за умови, якщо радіальні компоненти безумовних скоростей рідини в робочому колесі рівні нулю або мають незначні значення. У такій ситуації потік в осьовому робочому колесі створює ніби циліндричні шари.

Це припущення відоме як гіпотеза циліндричних перерізів.

Вивчення потоку на вході та виході з робочого колеса демонструють, що це припущення є досить реалістичним для оптимального та наближених йому режимів. Циліндричні поверхні потоку пересікають лопаті робочого колеса.

Розкривши циліндричний переріз на площині вліво і вправо, одержуємо плоску решітку профілів (рис. 2.6, 2.7), що омивається плоскопаралельним потіком.

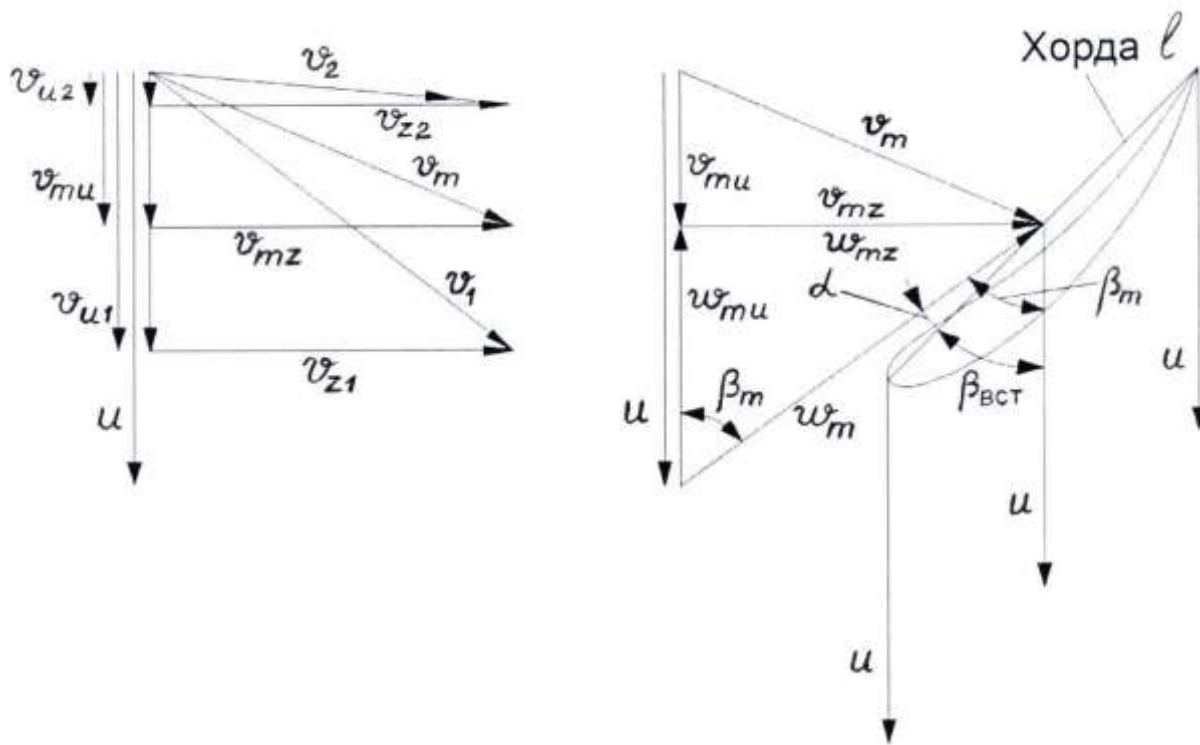


Рисунок 2.6-Головні взаємозалежності в потоці повз осьове робоче колесо та трикутники скоростей на вході і виході з решітки.

Обертний рух ґраток довкола осі робочого колеса є змога замінити їх прямолінійним рухом по площині з певною швидкістю, яка визначається як добуток радіуса експозиції ґратки на поверхні та кутової швидкості обертання робочого колеса.

У цій обчислювальній системі потоку через ґратки профілів, доцентрове та коріолісове прискорення дорівнюють нулю. Це дозволяє роздивляти як абсолютний так і відносний потоки коли визначаються головні співвідношення для прямої ґратки.

Оскільки вважається, що в робочому колесі цілковитий потік є потенціальним, криві швидкості та їх проекції на координатні осі дорівнюють нулю.

$$\Omega_u = \frac{dv_r}{dz} - \frac{dv_z}{dr} = 0, \text{ тобто } \frac{dv_r}{dz} = \frac{dv_z}{dr}.$$

У разі припущення того що рух рідини в робочому колесі відбувається по циліндричній площині потоку, для якої $v_r = 0$, то $\frac{dv_r}{dz} = \frac{dv_z}{dr} = 0$ осьова швидкість потоку вздовж розмаху лопаті є постійною $v_z = \text{const.}$

Виходячи з даної інформації робимо висновок що, для потенціального циліндричного потоку в осьовому робочому колесі складаються такі закономірності: за умови взятих предположень циркуляція вздовж розмаху лопаті є сталою, і тривимірний потік зменшується до двовимірної цілі, що передбачає незалежний розрахунок плоских прямих решіток профілів.

Загальновідомо, що поміж проекціями швидкостей абсолютного та відносного потоків повз робоче колесо є такі залежності:

$$\omega_{z_1} = \omega_{z_2} = v_z; \omega_{u_1} = v_{u_1} - u_1; \omega_{u_2} = v_{u_2} - u_2. \quad (2.2)$$

Пряма ґратка профілів (рис. 2.5) характеризується наступними параметрами:

$t = \frac{2\pi r}{z}$ – крок решітки; l – хорда профілю; l/t – густина решітки; t/l – релятивний крок; $\beta_{\text{вст.}} = \beta_m - \alpha$ – кут встановлення профіля в решітці; α – кут атаки; $\overline{\omega_m} = \frac{\overline{\omega_1 + \omega_2}}{2}$ – осередкована векторна швидкість потоку через решітку профілів; $\Delta v_u = v_{u_1} - v_{u_2}$ – відмінність потоку решіткою.

Лопатева система робочого колеса містить в собі решітки профілів, крок, густоту, кут встановлення, форму профілів та інші змінні параметри. Цьому обчислення лопатей зводиться до дефініції форми профілів решіток на різноманітних площинах потоку та їх відповідного компонування в плавну лопать. Є два можливих підходи: розрахунок форми профілю в решітці на засадах заданих параметрів потоку та розподілу швидкостей або тисків уздовж профілю; або ж вибір одиночного профілю чи решітки профілів з існуючими гідродинамічними даними для конкретних умов.

Не дивлячись на те що осьові робочі колеса мають порівняно малу кількість лопатей ($z = 3 - 8$).

У зрівнянні з радіально – осьовими ($z = 11 - 19$), спільний чин профілів в решітках є значущим і потребує взяття до уваги під час проєктування.

Експерименти показали, що властивості окремого профілю, розташованого в решітці з певною щільністю, суттєво змінюються. Для ізолюваного профілю, що піддається дії невідільного потоку, підйомна сила та супротив обчислюються з допомогою рівнянь що наведені нижче:

$$P_y = C_y \frac{\rho v_\infty^2}{2} l ; P_x = C_x \frac{\rho v_\infty^2}{2} l , \quad (2.3)$$

C_y – Коефіцієнт підйомної сили профілю;

C_x – Коефіцієнт опору;

ρ – Густина рідини; v_∞^2

v_∞^2 – Квадрат швидкості невимушеного потоку

l – Довжина хорди профілю

Підйомну силу, яка впливає на профіль одиничної ширини, також можна розрахувати за формулою Н. Є. Жуковського.

$$P_y = \rho v_\infty \Gamma , \quad (2.4)$$

де Γ – циркуляція навколо одиничного профілю.

Ототожнивши праві частки рівнянь (2.3) і (2.4), дістаємо залежність між коефіцієнтом підйомної сили та циркуляцією навколо профілю.

$$C_y = \frac{2\Gamma}{v_\infty l} . \quad (2.5)$$

Прийнято, що при обгинанні тотожної решітки плоских пластин індекс підйомної сили залишається таким же, як і у випадку решіток із викривленими профілями при умові, що в них еквівалентний крок та еквівалентна швидкість потоку. З іншого боку, значення індекса підйомної сили C_y при обтіканні безмежно тонкої пластини:

$$C_y = 2\pi \sin \alpha. \quad (2.6)$$

Пластина, розміщена в решітці під таким же кутом атаки, і в неї є особисте значення індекса підйомної сили.

$$C_{y_p} = 2\pi K \sin \alpha, \quad (2.7)$$

де $K = \frac{C_{y_p}}{C_y}$ — коефіцієнт впливу решітки.

Значення індекса впливу для решітки плоских пластин за умови різних кутів встановлення і від'ємних обсягах густоти решітки було виведено Вейнігом методом обчислення рівнянь для потенційного потоку крізь решітку рис. 2.7.

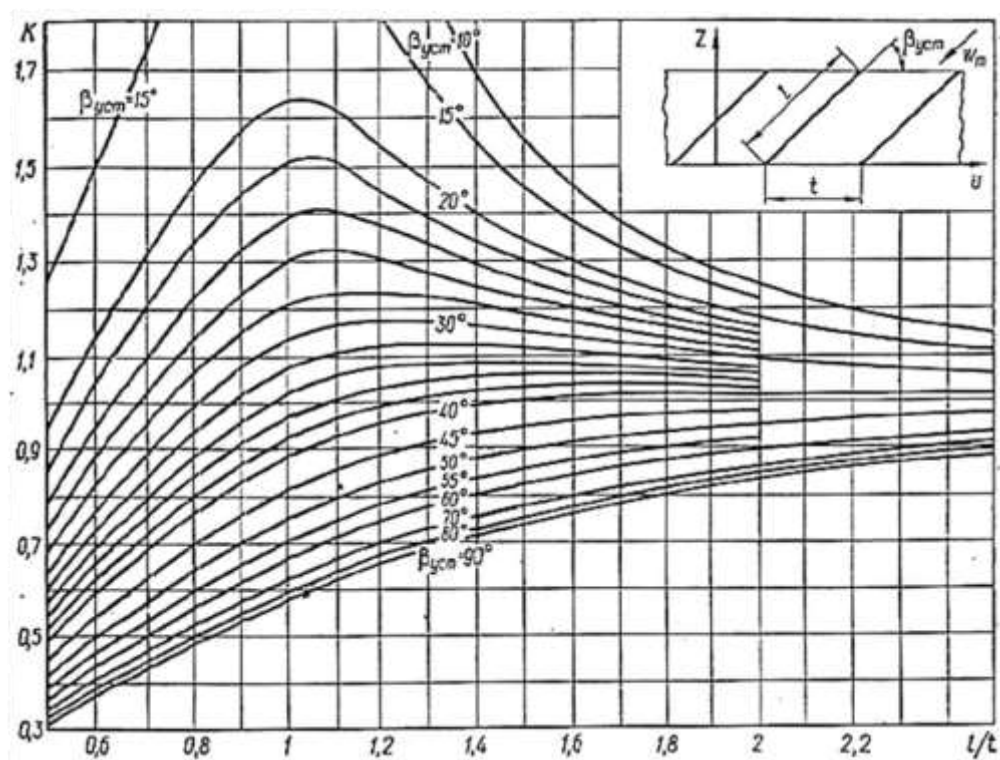


Рисунок 2.7 - Номограма для визначення коефіцієнта впливу ґратки

Методи профілювання лопатей осьового робочого колеса.

Щоб визначити форми профілю в решітці, що обминається можливим плоским потоком, приміняються такі методи:

1. **Спосіб розподілу вихрів:** застосовується для обчислення необмежено плоских, не сильно вигнутих профілів у решітках. Вплив профілів формується вихрами, що розміщуються за особливим законом вдовж скелета профілю. В процесі розрахунків визначається форма профілів, а композиція профілів ітогової товщі виконується розрахунковим шляхом, приміняючи найбільшу товщину та закон розподілу товщин.

Метод особливостей: використовується щоб очислювати решітки з кінцевою товщиною. Вплив лопатей на потік заміщається вихрами, витоків і стоків, що розположені на скелетах профілів. Контур профілю кінцевої товщини визначається за замкнутою лінією потоку що надає результат порівняно потоку.

2. **Спосіб конформних відображень:** потік у решітці перетворюється на допомогову площину завдяки спеціальним функціям.

3. **Спосіб підйомних сил:** заключається у відборі з атласу гідродинамічних

профілів дослідницько-спитувального профілю, що забезпечує необхідне значення підйомної міці до вихідних задач.

4. **Спосіб вихідних задач:** не часто приміняється в інженерії. Більшого розповсюдження в розрахунках робочих коліс отримав спосіб властивостей.

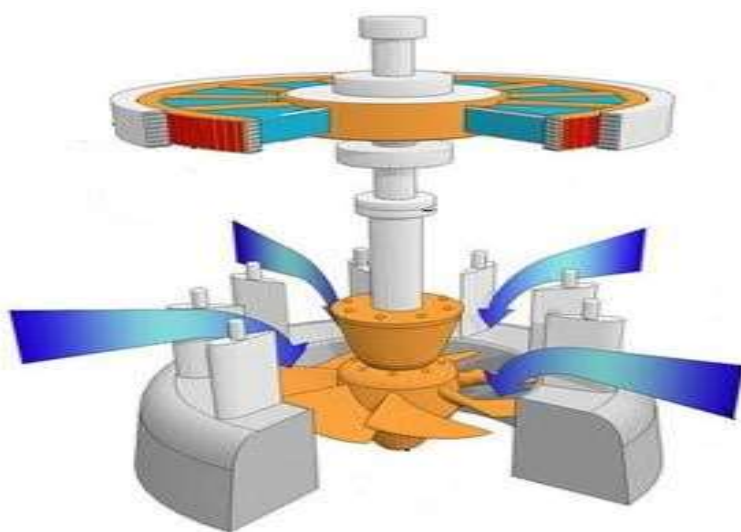


Рисунок 2.8 - Суцільний вид проточної частини гідротурбіни

Тож, при обчисленні робочого колеса треба визначити такі параметри:

1. Розрахунковий та максимальний напори;
2. Розрахункову потужність турбіни;
3. Значення ККД і кавітаційного індексу турбіни в формальному та раціональному режимах.
4. Обчислювальний максимальний напір
5. Розрахункова потужність турбіни
6. Значення ККД та кавітаційного коефіцієнта турбіни в номінальному та оптимальному режимах

Також необхідно визначити:

1. Контури проточної частини турбіни (рис. 2.8) для приписаних меж поширення напорів, застосовуючи запропоновану номенклатуру [2, табл. 22].

2. Змістом наведених показників таких як: витрата Q'_I л/с, швидкість обертання n'_I об/хв, в найкращому режимі, для яких часто проводять гідродинамічне обчислення робочого колеса [2, табл. 23].

3. Головними геометричними та гідродинамічними вимірами робочого колеса є кількість лопатей, густина решітки на різних циліндричних перерізах і решти показників [2, табл. 23]. Густина решітки середнього циліндричного перерізу обирають залежно від необхідних кавітаційних характеристик та зворотності робочого колеса.

2.3 Моделювання руху рідини в робочому колесі турбіни ГЕС

Макет робочого колеса гідротурбіни Каплана був створений з допомогою програмного забезпечення SolidWorks (рис. 2.9). В лопатях турбіни є спеціальна вигнута форма, що дозволяє створювати підйомні сили при проходженні води через них. Це також забезпечує реактивний вплив потоку, що спричиняє обертання ротора, необхідного для генерації електричної енергії.

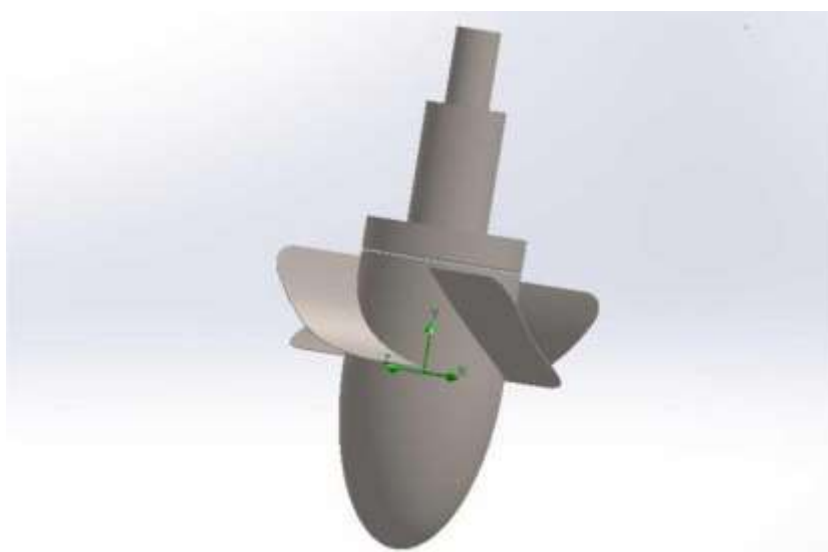


Рисунок 2.9 - Макет робочого елементу турбіни Каплана у середовищі SolidWorks

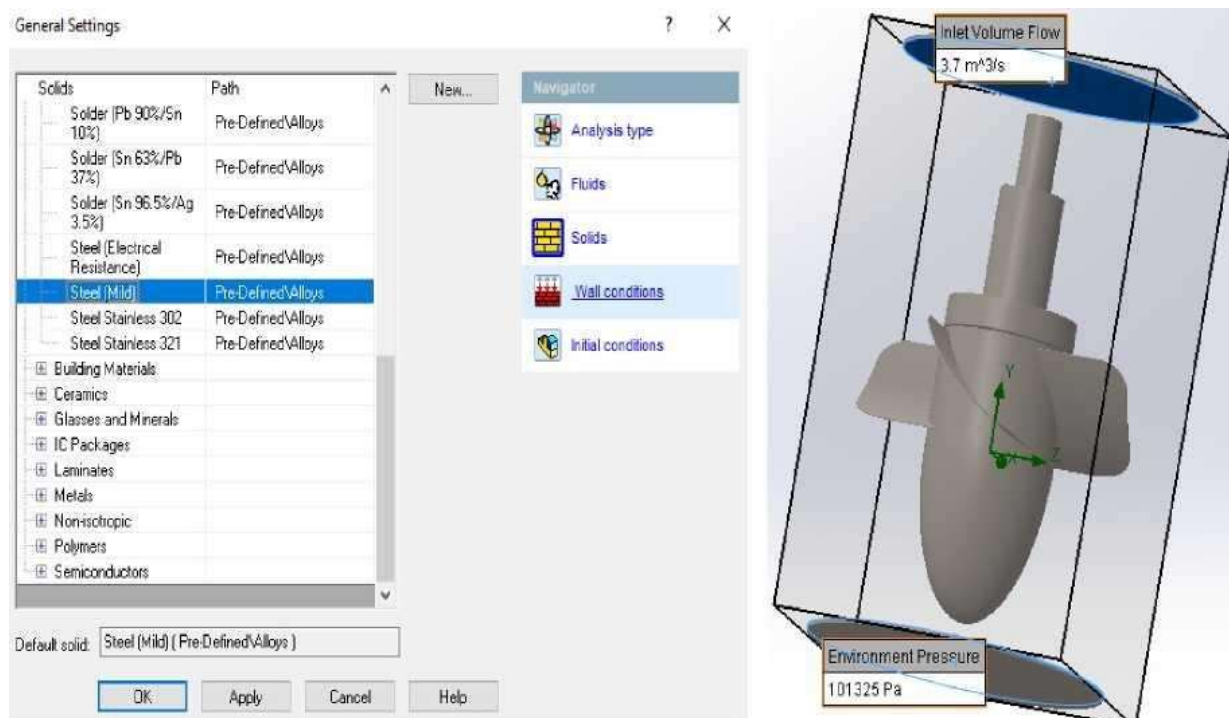


Рисунок 2.10 – Підбор матеріалу і занесення умов для макетування

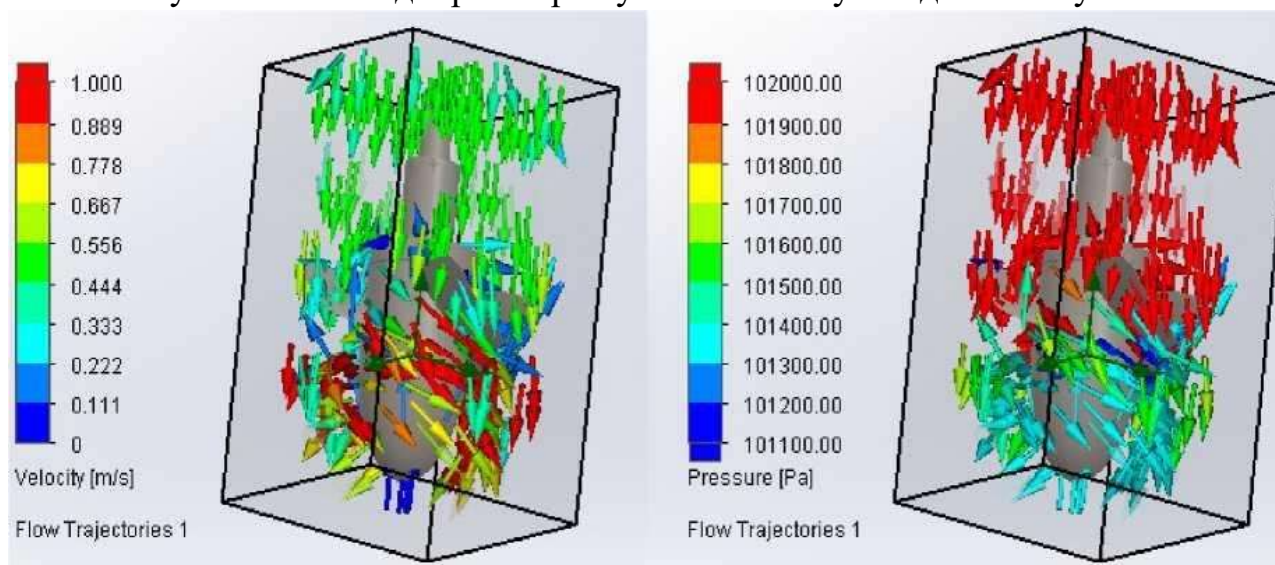


Рисунок 2.11 – Макетування того як відбивається зміна швидкості та тиску у робочому елементі гідротурбіни

На рис. 2.11 ми бачимо, що при проходженні води через турбіну вона сковзить по лопатям, а це призводить до підвищення скорості потоку.

2.4 Вплив нахилу лопаті на швидкість та гніт рідини в гідроагрегаті

Якщо запропонувати змодельовати зміну швидкості турбіни при різноманітних кутах нахилу лопатей. При використанні спеціалізованих програмних модулів у SolidWorks було проведено діагностику зміни тиску, і швидкості потоку на лопать при кутах 90° , 75° , 60° , 45° , 30° , 15° і 0° . Вхідні значення залишались незмінними. Результати моделювання занесені до таблиці 2.3.

Найкращий результат досягається при куті 30° , коли забезпечується помірний гніт на лопатях і найбільша швидкість динамічного потоку води у робочому елементі турбіни.

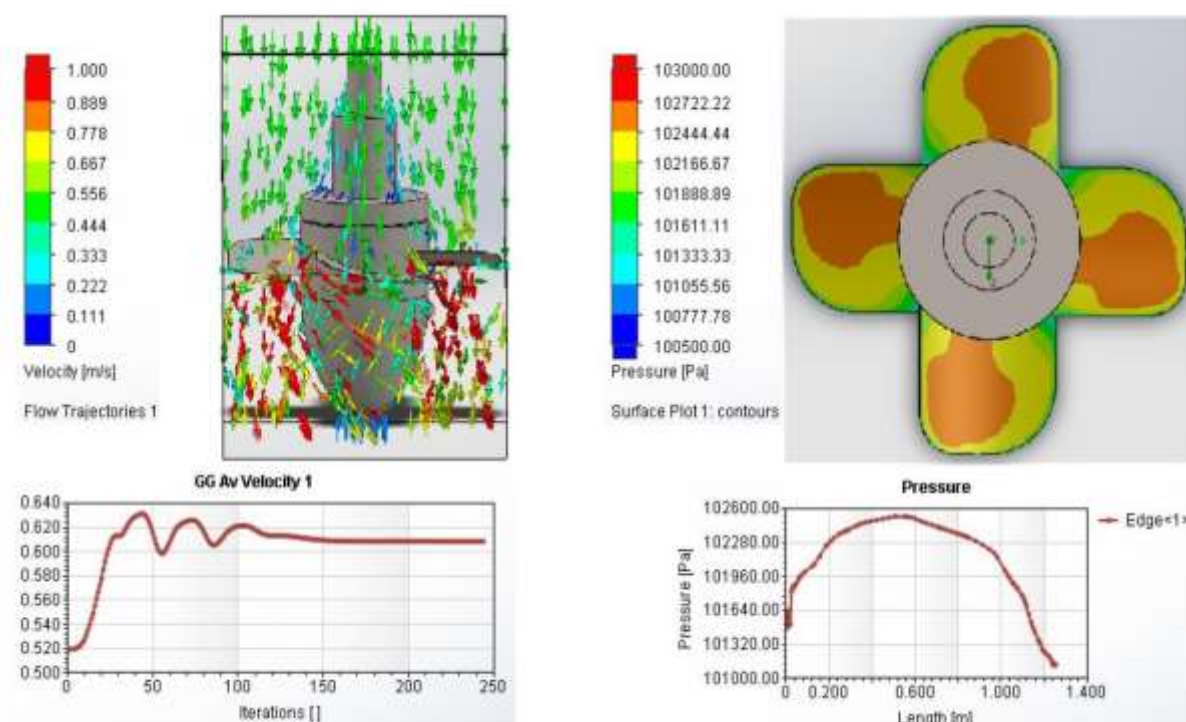


Рисунок 2.12 – Макетування впливу зміни швидкості гідротурбіни при зміні кута нахилу лопатей

Тож дане макетування дає змогу визначити оптимальний кут нахилу лопатей, що дає можливість підвищення ККД гідротурбіни завдяки більш ефективному кута атаки.

Таблиця 2.3 – Результати макетування

Кут, °	Тиск, Па	Швидкість потоку у робочому елементі гідротурбіни, м/с
0°	104750,00	0,57
15°	101654,00	0,60
30°	102311,00	0,62
45°	102070,00	0,60
60°	101881,00	0,59
75°	101632,00	0,55
90°	101383,00	0,52

2.5. Дослідження економічної продуктивності проекту

Дослідження продуктивності було проведено на основі обчислення головних фінансових затрат проекту. Передбачуванні фінансові затрати проекту зображені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Передбачуванні вкладення у будівництво ГЕС

Показник		Рік реалізації
		2019
Загальна вартість сталі (грн)		50000грн
Вартість виготовлення робочого колеса (грн)		70000грн
Вартість монтажу робочого колеса (грн)		13000грн
Вартість генератора (грн)	55 кВт	99000грн
	110 кВт	130649грн
Вартість гідротурбіни (грн)		770000грн

Валова економічна продуктивність характеризується як відповідність Заключних економічних підсумків до затрат масштабних інвестицій, які забезпечили отримання цих результатів. Цю ефективність зазвичай розраховують як продуктивність масштабних інвестицій. Обчислення проводяться згідно до «властивої методики дефініціяції фінансової продуктивності масштабних інвестицій», що визначає цілі обрахунків, показники та еталон продуктивності, а також склад і послідовність встановлення економічного підсумку та витрат.

Розраховані показники порівнюються зі стандартами. Еталоном продуктивності масштабних інвестицій є перебільшення його звичайного показника. Значення загальної фінансової продуктивності обчислюються в різних площинах господарювання. Для господарських об'єднань та підприємств, які використовують власні кошти і банківські кредити, показником ефективності вважається прибутковість загальних вкладень.

$$E_{\text{пр}} = \frac{\Delta\P}{K}, \quad (2.8)$$

Де $\Delta\P$ – зростання доходу, який виникає внаслідок капітальних вкладень.

K – сума загальних інвестицій, яка забезпечує зростання доходу.

Об'єм електроенергії, що генерує трилопатева гідротурбіна на електростанції потужністю 39,9 кВт за рік, розраховується за формулою:

$$E_{\text{річ}} = P_{\text{турб.}} \cdot \eta_{\text{вик}} \cdot T, \quad (2.9)$$

де $P_{\text{турб.}}$ – встановлена потужність гідротурбіни;

T – кількість годин роботи на рік;

$\eta_{\text{вик}}$ – коефіцієнт використання гідротурбіни, 0,8.

$$E_{\text{річ}} = 39,9 \cdot 0,8 \cdot 8\,760 = 279\,619 \text{ (кВт} \cdot \text{год)}.$$

Річний обсяг виробленої електроенергії трилопатевою гідротурбіною на електростанції з потенціалом 88 кВт обчислюється за формулою.

$$E_{\text{річ}} = 88 \cdot 0,8 \cdot 8760 = 616704 \text{ (кВт} \cdot \text{год)}.$$

Згідно з постановою Національної комісії, що регулює сфери енергетики та комунальних послуг №525 від 31.03.2021 р., тариф на електроенергію, згенеровану на об'єктах, які користуються іншими джерелами енергії, складає 385,66 коп./кВт·год.

За умови що потужність 39,9 кВт то дохід складатиме:

$$\Pi = E_{\text{річ}} \cdot 3,86 \quad (2.10)$$

$$\Pi = 279619 \cdot 3,86 = 1079\,329 \text{ (грн)}.$$

З'ясуємо дохід:

$$\Delta\Pi = \Pi - K, \quad (2.11)$$

$$\Delta\Pi = 1079\,329 - 783\,000 = 296\,329 \text{ (грн)}.$$

Індекс ефективності буде:

$$E_{\text{пр}} = \frac{296\,329}{783\,000} = 0,38.$$

При потужності 88 кВт дохід складатиме:

$$\Pi = 616704 \cdot 3,86 = 2380\,477 \text{ (грн)}.$$

Тож дохід становитиме:

$$\Delta\Pi = 2\,380\,477 - 897\,000 = 1\,483\,477 \text{ (грн)}.$$

Індекс продуктивності для трилопатевої гідротурбіни складатиме:

$$E_{\text{пр}} = \frac{1\,483\,477}{897\,000} = 1,65.$$

Так як індекс продуктивності проекту є надмірним що до значення яке визначає норму- 0,15, тож робимо висновки що проект є дохідним.

Час на те щоб проект окупився зв'язаний з фінансовою вигодою від втілення проекту, у зв'язку з цим його обчислюють за такою формулою:

$$T = \frac{K}{\Delta\Pi}; \quad (2.12)$$

Для трилопатевої гідротурбіни потужністю 39,9 кВт він складатиме:

$$T = \frac{783\,000}{296\,477} \approx 2,6 \text{ роки} = 31 \text{ міс.}$$

Для дволопатевої гідротурбіни потужності 88 кВт він складатиме:

$$T = \frac{897\,000}{1\,483\,477} = 0,6 \text{ року} \approx 7 \text{ міс.}$$

Тож, у випадку реалізації проекту з трилопатковим робочим колесом капітальні вкладення становитимуть 783 тис. грн, а маржинальність становитиме 1 079 329 грн при терміні окупності 31 міс., що приблизно рівне 2,6 рокам.

Для проекту з дволопатковим робочим колесом глобальні інвестиції становитимуть 897 тис. грн, а дохід буде 1 483 477 грн при терміні окупності 7 міс.

Висновки до розділу 2

За допомогою аналізу результативності роботи гідротурбіни шляхом моделювання було виявлено, те що найбільш ефективний кут атаки добирається при встановленні кута нахилу робочих лопаток; при тому як швидкість потоку складає 0,62м/с, а тиск на лопаті дорівнює 102 311 Па.

Розрахунки ефективності використання гідротурбін з трилопатковими та дволопатковими робочими колесами виявили, що проекти базуються на турбінах з показником дієвості не вище 0,15, що перевищує нормативне значення і робить ці проекти привабливими для втілення.

3. ДОСЛІДНИЦЬКО-РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок даних лопатей робочого колеса гідротурбіни

Перед початком розрахунку лопаті необхідно визначити розподіл осьової v_z і колової v_u складових безумовної швидкості потоку з робочого колеса. Тож, плин по циліндричній площині потоку ймовірно при дотриманні наступних умов:

$$(v_u r)_1 = f_1(r) = \text{const}_1; v_{z1} = f_2(r) = \text{const}_2. \quad (3.1)$$

Згідно з експериментальними даними, при найвигідніших умовах режиму радіальна частина безумовної швидкості буде малою, у зв'язку з цим можемо рахувати, що потік має рух вздовж площин, які не далеко від циліндричних. При такій гіпотезі кільцеві поверхні потоку лишаються незмінними, і відносно до ступеня розривності, зміст осьових швидкостей та їх поділ впродовж радіуса в кінечному результаті буде таким же, як і на початку потрапляння в робоче колесо. Осьова швидкість на середньому циліндричному перерізі обчислюється за формулою:

$$v_{z1} = \frac{Q_{\text{опт}}}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_{\text{вт}}^2)}, \quad (3.2)$$

$Q_{\text{опт}}$ —Обчислювальна витрата рідини;

D —Діаметр периферії робочого колеса;

d —Діаметр втулки робочого колеса;

Значення осьової складової швидкості на периферії і на втулці відповідно:

$$v_{z_{\text{пер}}} = 1.1 \cdot v_{z_{\text{сер}}}; \quad (3.3)$$

$$v_{z_{\text{вт}}} = 0.9 \cdot v_{z_{\text{сер}}}. \quad (3.4)$$

Для наступних перерізів приймають лінійний закон $v_z = f(r)$.

Щоб обчислити форму профілю решітки на обчислювальній товщині потоку необхідно визначити вхідні та вихідні кути, і так само деякі данні вільного потоку. Щоб це зробити вибудовується трикутник швидкостей потоку на вході та виході з робочого колеса. Лінія окреслення колеса креслять у масштабі 1:1 див. рис. 3.1

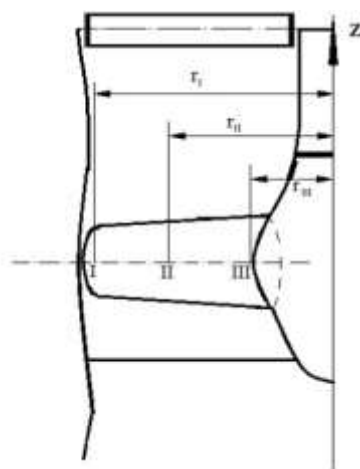


Рисунок 3.1 - Селекція розрахункових перерізів лопаті.

Розрахунок виконаємо для відповідних величин $D_1 = 900$ мм і $H = 3$ м,

Також примемо оптимальні розрахункові параметри Q'_2 , л/с і n'_2 об/хв.

Середню величину осьової одиниці швидкості з'ясуємо за допомогою формули:

$$v_z = \frac{4Q'_2}{\pi(D_2^2 - d_{\text{вг}}^2)} = \frac{4 \cdot 3.24}{3.14 \cdot (900^2 - 300^2)} = 5.73 \text{ м/с.} \quad (3.5)$$

Колові швидкості потоку на початку та кінці входу в робоче колесо на належному циліндричному перерізі:

$$u = u_1 = u_2 = r \cdot \omega = r \cdot \frac{\pi \cdot n'_2}{30}, \text{ м/с.} \quad (3.6)$$

$$u_{\text{периф.}} = 450 \cdot \frac{3.14 \cdot 350}{30} = 16.5 \text{ м/с;}$$

Згідно з прийнятим законом розподілу моменту швидкості по радіусу на виході з робочого колеса, обчислюють розрахункові перерізи за радіусом.

$$v_{u_2} = \frac{K_2 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{u}, \quad (3.7)$$

Індекс впливу ґратки показує, у скільки разів підйомна сила лопаті в ґратці є меншою порівняно з підйомною силою такої ж лопаті, розташованої окремо ні в ґратці, а окремо та під таким же кутом атаки α ;

Визначаємо величину і напрямок середньовекторної швидкості відповідно до W_m для обчислювальних перерізів:

$$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2}(v_{u1} + v_{u2})\right]^2 + v_z^2}; \quad (3.9)$$

$$\tan \beta_m = \frac{w_{mz}}{w_{mu}} = \frac{v_z}{\left|u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u1} + v_{u2})\right|}; \quad (3.10)$$

$$w_{mI} = \sqrt{\left[16.49 - \frac{1}{2}(1.314 + 0.404)\right]^2 + 6.3^2} = 15.63 \text{ м/с};$$

$$\tan \beta_{mI} = \frac{6,3}{\left|16.49 - \frac{1}{2} \cdot (1.314 + 0.404)\right|} = 0.403;$$

$$\beta_{m\text{периф.}} = 21.96^\circ;$$

Тож кут буде рівним:

Так само робимо обчислення для другого та третього перерізів. Отримані відповіді вносимо в таблицю 3.1, по показним якої аналізуємо, наскільки ефективно дібрані вихідні виміри ґраток і розподіл швидкостей. v_z і v_u на вході та виході з робочого колеса.

Обіг навкруги лопаті дорівнює:

$$\Gamma_{\text{л}} = t \cdot (v_{u1} - v_{u2}) = \frac{2\pi\eta_{\text{г}}H}{\omega z} = \Gamma_a - \Gamma_s, \quad (3.11)$$

Γ_s — частина циркуляції, що створюється кривизною профілю;

Γ_a — циркуляція довкола профілю, що виникла внаслідок введення кута атаки;

z — кількість лопатей.

$$\Gamma_{\text{л}} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.918 \cdot 3,7}{36.6 \cdot 4} = 1.428 \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$\Gamma_{\text{л}} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.918 \cdot 3,7}{36.6 \cdot 4} = 1.428 \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$\Gamma_{\alpha} = C' \cdot \Gamma_{\text{л}}, \quad (3.12)$$

де C' — добирається для низьконапірних робочих коліс коло втулки 0,3 – 0,5, для високих напорів 0,33. В даній ситуації 0,3 коло втулки 0,1 на периферії.

$$\Gamma_{\alpha_1} = 0.1 \cdot 1.428 = 0.1428 \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\Gamma_s = \Gamma_{\text{л}} - \Gamma_{\alpha} \quad (3.13)$$

$$\Gamma_{s_1} = 1.428 - 0.1428 = 1.2848 \text{ м}^2/\text{с};$$

Щоб визначити каталізовані швидкості в обчислювальних точках треба знати індекси A і A_0 , що визначають закон розподілу вирів впродовж профіля.

Так як:

$$\Gamma_{\alpha} = C' \cdot \Gamma_{\text{л}} = \frac{\pi l A_0}{\gamma}, \quad (3.14)$$

Таблиця 3.1 – Відомості з обчислення кута встановлення лопаті

№	Розмірність	Розрахункові перерізи		
		1	2	3
1	м	0.450	0.300	0.150
2	мм	450	300	150
3	м	0.900	0.600	0.300
4	мм	900	600	300
5	м/с	16.490	11.000	5.500
6	-	0.200	0.100	0
7	м ² /с	0.404	0.303	0
8	м ² /с	1.314	1.213	0.910
9	м ² /с	5.730		
10	-	0.403	0.560	1.023
11	°	21.96	29.24	45.66
12	м/с	16.848	11.732	7.215
13	-	0.550	0.620	85.000
14	м	0.707	0.471	0.236
15	м	0.389	0.292	0.200
16	м ² /с	1.428		
17	-	0.100	0.200	0.300
18	м ² /с	0.1428	0.2855	0.4283
19	м ² /с	1.2848	1.1420	0.9993
20	м/с	0.2338	0.6221	1.3613
21	м/с	4.208	4.977	6.353
22	-	0.950	0.820	0.720
23	-	0.0073	0.0323	0.131
24	°	0.42°	1.85°	7.53°
25	°	21.54°	27.38°	38.13°
26	°	16.59°		

$$\text{то} \quad A_0 = \frac{2 \cdot C' \cdot \Gamma_{\pi}}{\pi l}, \quad (3.16)$$

$$A_{01} = \frac{2 \cdot 0.1 \cdot 1,428}{3.14 \cdot 0.389} = 0.2338 \text{ м/с,}$$

$$A_1 = \frac{4\Gamma_\pi}{\pi l}, \quad (3.17)$$

$$A_{1i} = \frac{4 \cdot 1.428}{3.14 \cdot 0.389} = 4.208 \text{ м/с.}$$

Таке саме обчислення робимо для другого та третього перерізів

Візьмемо що $\beta_{\text{вст}} = \beta_m$ а $\alpha = 0$

За номограмою встановимо індекс K і $\sin \alpha$

$$\sin \alpha = \frac{\Gamma_\alpha}{\pi \cdot l \cdot K \cdot w_m}, \quad (3.18)$$

Значить для першого перерізу:

$$\sin \alpha = \frac{0.1428}{3.14 \cdot 0.389 \cdot 0.95 \cdot 16.848} = 0.0073.$$

Відповідним чином кут атаки $\alpha = 0,42^\circ$

$$\beta_{\text{вст}} = \beta_m - \alpha = 21.96^\circ - 0.42^\circ = 21.54^\circ. \quad (3.19)$$

Так само проведемо обчислення і для перерізів, що лишилися.

Необхідно з'ясувати і кут скручування лопаті:

$$\Delta\beta = \beta_{\text{встIII}} - \beta_{\text{встI}}, \quad (3.20)$$

де $\beta_{\text{встIII}}$ — кут встановлення лопаті коло втулки;

$\beta_{\text{встI}}$ — кут встановлення лопаті на периферії.

Значення кутів атаки α кута скручування $\Delta\beta$, і так само вид їх зміни вдовж радіусу беруть на основі досвіду конструювання найкращих робочих

коліс $\alpha = 6 \div 10^\circ$ коло втулки і $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії,
 $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$.

У першому наближенні:

$$\Delta\beta = 38.13^\circ - 21.54^\circ = 16.59^\circ,$$

$$\alpha_{\text{пер}} = 0.42^\circ,$$

$$\alpha_{\text{вт}} = 7.53^\circ.$$

Інформацію з обчислення наближень занесемо в таблицю 3.2.

Дефеніціяція індексів a і b

В масштабі номограми:

$$l_{\text{ном}} = l_{\text{п}} \frac{t_H}{t_p} = \left(\frac{l}{t}\right) \cdot t_H, \quad (3.21)$$

Де t_H — крок номограми.

Для першого перерізу:

$$l_{\text{ном}} = 0.55 \cdot 0.197 = 0.108 \text{ м.}$$

Дефініційовану хорду поділемо на шість рівних частин і позначимо точки 0;

1; 2; 3; 4; 5; 6, що підряд будемо розташовувати на початку номограми.

Значення індексів i , для аналогічних точок запишемо в табл. 3.3.

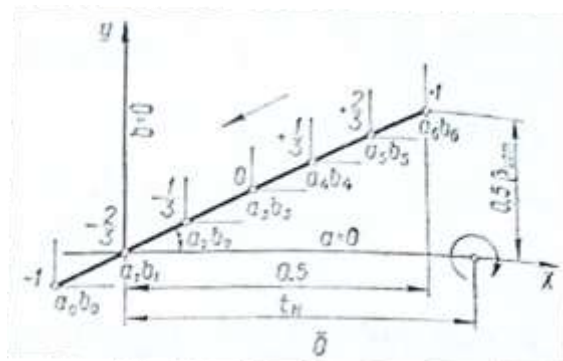
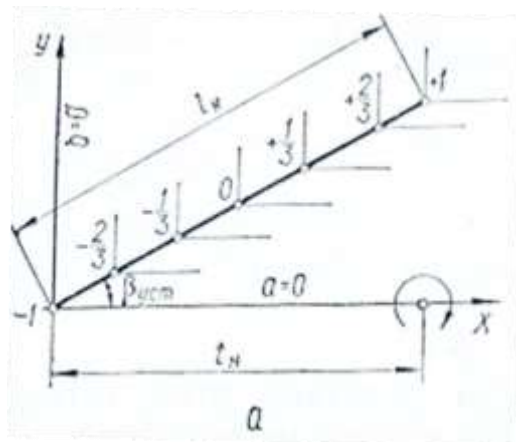


Рисунок 3.2 – Дефініціяція індексів на початку координат розміщена точка – 1;

Таблиця 3.2 -Значення індексів в обчислювальних точках профілю при

$$l_{\text{ном}} = 0,389 \text{ м} \quad \text{та} \quad \beta_{\text{вст}} = 21,54^\circ$$

Коефіцієнти	σ_0	-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
А								
a_0	-1	0	0.016	0.031	0.053	0.080	0.121	0.163
a_1	-2/3	-0.016	0	0.016	0.031	0.053	0.080	0.121
a_2	-1/3	-0.031	-0.016	0	0.016	0.031	0.053	0.080
a_3	0	-0.053	-0.031	-0.016	0	0.016	0.031	0.053
a_4	1/3	-0.080	-0.053	-0.031	-0.016	0	0.016	0.031
a_5	2/3	-1.121	-0.080	-0.053	-0.031	-0.016	0	0.016
a_6	1	-1.163	-0.121	-0.080	-0.053	-0.031	-0.016	0
В								
b_0	-1	0	0.049	0.090	0.139	0.185	0.234	0.282
b_1	-2/3	-0.049	0	0.049	0.090	0.139	0.185	0.234
b_2	-1/3	-0.090	-0.049	0	0.049	0.090	0.139	0.185
b_3	0	-0.139	-0.090	-0.049	0	0.049	0.090	0.139
b_4	1/3	-0.185	-0.139	-0.090	-0.049	0	0.049	0.090
b_5	2/3	-0.234	-0.185	-0.139	-0.090	-0.049	0	0.049
b_6	1	-0.282	-0.234	-0.185	-0.139	-0.090	-0.049	0

Таблиця 3.3 - Значення індексів в обчислювальних точках профілю при

$$l_{\text{ном}} = 0,292 \text{ м} \quad \text{та} \quad \beta_{\text{вст}} = 27,38^\circ$$

Коефіцієнти	σ_0	-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
А								
a_0	-1	0	0.020	0.048	0.073	0.119	0.168	0.233
a_1	-2/3	-0.20	0	0.020	0.048	0.073	0.119	0.168
a_2	-1/3	-0.048	-0.020	0	0.020	0.048	0.073	0.119
a_3	0	-0.073	-0.048	-0.020	0	0.020	0.048	0.073
a_4	1/3	-0.119	-0.073	-0.048	-0.020	0	0.020	0.048
a_5	2/3	-0.168	-0.119	-0.073	-0.048	-0.020	0	0.020
a_6	1	-0.233	-0.168	-0.119	-0.073	-0.048	-0.020	0
В								
b_0	-1	0	0.050	0.097	0.145	0.191	0.240	0.279
b_1	-2/3	-0.050	0	0.050	0.097	0.145	0.191	0.240
b_2	-1/3	-0.097	-0.050	0	0.050	0.097	0.145	0.191
b_3	0	-0.145	-0.097	-0.050	0	0.050	0.097	0.145
b_4	1/3	-0.191	-0.145	-0.097	-0.050	0	0.050	0.097
b_5	2/3	-0.240	-0.191	-0.145	-0.097	-0.050	0	0.050
b_6	1	-0.279	-0.240	-0.191	-0.145	-0.097	-0.050	0

Таблиця 3.4 - Значення індексів в обчислювальних точках профілю при

$$l_{\text{ном}} = 0,2 \text{ м та } \beta_{\text{вст}} = 38,13^\circ$$

Коефіцієнти	σ_0	-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
А								
a_0	-1	0	0.042	0.095	0.155	0.225	0.300	0.362
a_1	-2/3	-0.042	0	0.042	0.095	0.155	0.225	0.300
a_2	-1/3	-0.095	-0.042	0	0.042	0.095	0.155	0.225
a_3	0	-0.155	-0.095	-0.042	0	0.042	0.095	0.155
a_4	1/3	-0.225	-0.155	-0.095	-0.042	0	0.042	0.095
a_5	2/3	-0.300	-0.225	-0.155	-0.095	-0.042	0	0.042
a_6	1	-0.362	-0.300	-0.225	-0.155	-0.095	-0.042	0
В								
b_0	-1	0	0.060	0.115	0.167	0.199	0.209	0.190
b_1	-2/3	-0.060	0	0.06	0.115	0.167	0.199	0.209
b_2	-1/3	-0.115	-0.060	0	0.060	0.115	0.167	0.199
b_3	0	-0.167	-0.115	-0.060	0	0.060	0.115	0.167
b_4	1/3	-0.199	-0.167	-0.115	-0.060	0	0.060	0.115
b_5	2/3	-0.209	-0.199	-0.167	-0.115	-0.060	0	0.060
b_6	1	-0.190	-0.209	-0.199	-0.167	-0.115	-0.060	0

Для дефініціяції координат обчислювальних точок скелету треба найти проекцію на вісь X Y і , кут і довжину відрізка хорди профілю X Y і кут і довжину відрізка хорди профілю.

1. Дефініціюємо проекції і величину відносної швидкості

результуючого потоку в точках $-1; \left(-\frac{2}{3}\right); \left(-\frac{1}{3}\right); 0; \left(\frac{1}{3}\right); \left(\frac{2}{3}\right); 1$ завдяки слідующим формулам:

$$w_x = w_{m_x} + v'_{x_a} + v''_{x_a} + v'_{x_s} + v''_{x_s}; \quad (3.22)$$

$$w_y = w_{m_y} + v'_{y_a} + v''_{y_a} + v'_{y_s} + v''_{y_s}; \quad (3.23)$$

Точка -1:

$$w_{m_x} = -w_m \cdot \cos \beta_m; \quad (3.24)$$

$$w_{m_x} = -16.848 \cdot 0.9274 = -15.63$$

$$v'_{x_a} = -\frac{A_0 \cdot \sin \beta}{2}; \quad (3.25)$$

$$v''_{x_a} = \frac{A_0 \cdot \pi \cdot l}{2560 \cdot t} \cdot (126_{a_1} - 90_{a_2} + 460_{a_3} - 180_{a_4} + 630_{a_5} + 334_{a_6}); \quad (3.26)$$

$$v''_{x_a} = \frac{0.2338 \cdot 3.14 \cdot 0.389}{2560 \cdot 0.707} \cdot (-271,3) = -0.0221 \text{ м/с.}$$

$$v'_{x_s} = \frac{A_1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot \sin \beta; \quad (3.27)$$

$$v'_{x_s} = \frac{4.208}{2} \cdot (-1) \cdot 0.7594 = -0.772 \text{ м/с.}$$

$$v''_{x_s} = \frac{4.208 \cdot 3.14 \cdot 0.389}{2560 \cdot 0.707} \cdot (-70.44) = -0.1132 \text{ м/с.}$$

$$v''_{x_s} = \frac{A_1 \cdot \pi \cdot l}{2560 \cdot t} \cdot (210_{a_1} - 120_{a_2} + 460_{a_3} - 120_{a_4} + 210_{a_5}); \quad (3.28)$$

$$w_x = (-5.69) + (-0.024) + (-0.034) + (-0.438) + (-0.16) = -16.576 \text{ м/с.}$$

$$w_{m_y} = 16.848 \cdot 0.3739 = 6.3.$$

$$v'_{y_a} = \frac{0.2338}{2} \cdot 0.9302 = 0.1087 \text{ м/с.}$$

$$v''_{y_a} = \frac{A_0 \cdot \pi \cdot l}{2560 \cdot t} \cdot (126_{b_1} - 90_{b_2} + 460_{b_3} - 180_{b_4} + 630_{b_5} + 334_{b_6}); \quad (3.31)$$

$$v''_{y_a} = \frac{0,2338 \cdot 3,14 \cdot 0,389}{2560 \cdot 0,707} \cdot (-355.8) = -0.0427 \text{ м/с.}$$

$$v'_{y_s} = -\frac{A_0}{2} \cdot \sigma_0 \cdot \cos \beta; \quad (3.32)$$

$$v''_{y_s} = \frac{A_1 \cdot \pi \cdot l}{2560 \cdot t} \cdot (210_{b_1} - 120_{b_2} + 460_{b_3} - 120_{b_4} + 210_{b_5}); \quad (3.33)$$

$$v''_{x_s} = \frac{16.848 \cdot 3.14 \cdot 0.389}{2560 \cdot 0.707} \cdot (-121.8) = -0.1132 \text{ м/с.}$$

$$w_y = (8.13) + 0.065 + (-0.045) + (-0.065) + (-0.277) = 8.06 \text{ м/с.}$$

2. Визначаємо кут β , який формується відносною швидкістю β і віссю X в кожній точці скелету:

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2}; \quad (3.34)$$

$$w = \sqrt{274,77 + 65,07} = 18.43 \text{ м/с.}$$

$$\sin \beta = \frac{w_y}{w}; \quad (3.35)$$

$$\sin \beta = \frac{8.06}{18.43} = 0.438.$$

$$\cos \beta = \frac{w_x}{w}; \quad (3.36)$$

$$\cos \beta = \frac{16.57}{18.43} = 0.899.$$

Визначаємо координати точок профілю:

а) проміжні:

$$\Delta x = \frac{l}{6} \cdot \frac{1}{2} \cdot (\cos \beta_n + \cos \beta_{n+1}); \quad (3.37)$$

$$\Delta x = \frac{0.389}{6} \cdot 0.616 = 0.0586.$$

$$\Delta y = \frac{l}{6} \cdot \frac{1}{2} \cdot (\sin \beta_n + \sin \beta_{n+1}); \quad (3.38)$$

$$\Delta y = \frac{0.389}{6} \cdot 0.788 = 0.0278.$$

б) сумарні:

$$x = \sum_{i=1}^n \Delta x_i; \quad (3.39)$$

$$x = -0.1775.$$

$$y = \sum_{i=1}^n \Delta y_i; \quad (3.40)$$

$$y = -0.0795.$$

Таке саме обчислення буде проведено для усіх точок, дані з яких будуть внесені до таблиці.. 3.5, 3.6 та 3.7.

Таблиця 3.5 - Дефініція скоростей і координат профілю

№ПП	Значення розрахункових величин						
	1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.0429	-0.0429	-0.0429	-0.0429	-0.0429	-0.0429	-0.0429
2	-2.016	0	2.016	3.906	6.678	10.08	15.246
3	2.79	1.44	0	-1.44	-2.79	-4.77	-7.2
4	-24.38	-14.26	-7.36	0	7.36	14.26	24.38
5	14.4	9.54	5.58	2.88	0	-2.88	-5.58
6	-76.23	-50.4	-33.39	-19.53	-10.08	0	10.08
7	-54.442	-40.414	-26.72	-17.702	-10.354	-5.344	0
8	-139.88	-94.09	-59.87	-31.89	-9.19	11.35	36.93
9	-0.0221	-0.0149	-0.0095	-0.0050	-0.0015	0.0018	0.0058
10	-0.772	-0.515	-0.257	0.000	0.257	0.515	0.772
11	-3.36	0	3.36	6.51	11.13	16.8	25.41
12	3.72	1.92	0.	-1.92	-3.72	-6.36	-9.6
13	-24.38	-14.26	-7.36	0	7.36	14.26	24.38
14	9.6	6.36	3.72	1.92	0.	-1.92	-3.72
15	-25.41	-16.8	-11.13	-6.51	-3.36	0	3.36
16	-39,83	-22,78	-11,41	0	11,41	22,78	39,83
17	-0,1132	-0,0647	-0,0324	0	0,0324	0,0647	0,1132
18	-15.63	-15.63	-15.63	-15.63	-15.63	-15.63	-15.63
19	-16.576	-16.263	-15.968	-15.674	-15.380	-15.087	-14.777
20	0.1087	0.1087	0.1087	0.1087	0.1087	0.1087	0.1087
21	-6.174	0	6.174	11.34	1.514	23.31	29.484
22	8.1	4.41	0	-4.41	-8.1	-12.51	-16.65
23	-63.94	-41.4	-22.54	0	22.54	41.4	63.94
24	33.3	25.02	16.2	8.82	0	-8.82	-16.2
25	-147.42	-116.55	-87.57	-56.7	-30.87	0	30.87
26	-94.188	-78.156	-61.79	-46.426	-30.06	-16.366	0
27	-270.32	-206.68	-149.526	-87.376	-28.976	27.014	91.444
28	-0.0427	-0.0326	-0.0236	-0.0138	-0.0046	0.0043	0.0144
29	1.957	1.305	0.652	0	-0.652	-1.305	-1.957
30	-10.29	0	10.29	18.9	29.19	38.85	49.14
31	10.80	5.88	0	-5.88	-10.80	-16.68	-22.20
32	-63.94	-41.40	-22.54	0	22.54	41.40	63.94
33	22.20	16.68	10.80	5.88	0	-5.88	-10.80
34	-49.14	-38.85	-29.19	-18.90	-10.29	0	10.29
35	-90.37	-57.69	-30.64	0	30.64	57.69	90.37
36	-0.02568	-0.1639	-0.0871	0	0.0871	0.01639	0.02568
37	6.30	6.30	6.30	6.30	6.30	6.30	6.30
38	8.067	7.517	6.951	6.395	5.839	5.273	4.723
39	274.77	264.49	254.97	245.66	236.55	227.62	218.36
40	65.07	56.51	48.31	40.90	34.10	27.80	22.31

Продовження таблиці 3.5.

1	2	3	4	5	6	7	8
41	339.85	321.85	303.29	286.56	270.64	255.42	240.67
42	18.43	17.92	17.42	16.93	16.45	15.98	15.51
43	0.899	0.908	0.917	0.926	0.935	0.944	0.953
44	0.903		0.912	0.921	0.930	0.939	0.948
45	0.0586		0.0591	0.0597	0.0603	0.0609	0.0615
46	-0.1775	-0.1189	-0.0597	0	0.0603	0.1212	0.1827
47	0.438	0.420	0.399	0.378	0.355	0.330	0.304
48	0.4286	0.4094	0.3885	0.3664	0.3424	0.3172	
49	0.0278	0.026	0.0252	0.0238	0.0222	0.0206	
50	-0.0795	-0.0517	-0.0252	0	0.0238	0.0460	0.0665

Нотатка:

*Номер рядка, з якого беруться необхідні величини для підстановки в вирази розрахунків, вказано у дужках.

Таблиця 3.6 – Дефеніціяція скоростей і координат профілю

№ПП	Значення розрахункових величин						
	1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.1430	-0.1430	-0.1430	-0.1430	-0.1430	-0.1430	-0.1430
2	-2.52	0	2.52	6.048	9.198	14.994	21.168
3	4.32	1.8	0	-1.8	-4.32	-6.57	-10.71
4	-33.58	-22.08	-9.2	0	9.2	22.08	33.58
5	21.42	13.14	8.64	3.6	0	-3.6	-8.64
6	-105.84	-74.97	-45.99	-30.24	-12.6	0	12.6
7	-77.822	-56.112	-39.746	-24.382	-16.032	-6.68	0
8	-194.02	-138.22	-83.78	-46.77	-14.55	20.22	48.00
9	-0.0918	-0.0654	-0.0397	-0.0221	-0.0069	0.0096	0.0227
10	-1,144	-0,763	-0,381	0	0,381	0,763	1,144
11	-4,2	0	4,2	10,08	15,33	24,99	35,28
12	5,76	2,4	0	-2,4	-5,76	-8,76	-14,28
13	-33,58	-22,08	-9,2	0	-9,2	22,08	33,58
14	14,28	8,76	5,76	2,4	0	-2,4	-5,76
15	-35,28	-24,99	-15,33	-10,08	-4,2	0	4,2
16	-53,02	-35,91	-14,57	0	14,57	35,91	53,02
17	-0.2008	-0.1360	-0.0552	0	0.0552	0.1360	0.2008
18	-10.24	-10.24	-10.24	-10.24	-10.24	-10.24	-10.24
19	-11.817	-11.345	-10.856	-10.402	-9.950	-9.472	-9.012
20	0.2762	0.2762	0.2762	0.2762	0.2762	0.2762	0.2762
21	-6.3	0	6.3	12.222	18.27	24.066	30.24
22	8.73	4.5	0	-4.5	-87.3	-13.05	-17.19
23	-66.7	-44.62	-23.00	0	23.00	44.62	66.700
24	34.38	26.100	17.460	9	0	-9	-17.46
25	-151.20	-120.330	-91.35	-61.11	-31.5	0	31.5
26	-93.186	-80.16	63.794	-48.43	-32.398	-16.70	0
27	-274.28	-214.51	-154.38	-92.818	109.93	29.936	93.79
28	-0.1298	-0.1015	-0.0731	0.0439	-0.0520	0.0142	0.0444
29	2.210	1.473	0.737	0	-0.737	-1.473	-2.210

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6	7	8
30	-10,5	0	10,5	20,37	30,45	40,11	50,40
31	11,64	6	0	-6	-116,40	-17,40	-22,92
32	-66,70	-44,62	-23	0	23	44,62	6,70
33	22,92	17,4	11,64	6	0	-6	-11,64
34	-50,40	-40.11	-30.45	-20.37	-10.5	0	10.5
35	-93.04	-61.33	-31.31	0	-73.45	61.33	93..04
36	-0.3523	-0.2322	-0.1186	0	0.2781	0.2322	0.3523
37	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73	5.73
38	7.735	7.146	6.552	5.963	4.940	4.780	4.194
39	139.65	128.70	117.86	108.21	99.01	89.71	81.22
40	59.82	51.07	42.93	35.56	24.41	22.85	17.59
41	199.47	179.77	160.79	143.77	132.42	112.56	98.81
42	14.12	13.41	12.68	11.99	11.11	10.61	9.94
43	0.837	0.846	0.856	0.868	0.896	0.893	0.907
44	0.841		0.851	0.862	0.882	0.894	0.907
45	0.0409		0.0414	0.0419	0.0429	0.0435	0.0438
46	-0.1243	-0.0834	-0.0419	0	0.0429	0.0864	0.1302
47	0548	0.533	0.517	0.497	0.445	0.451	0.422
48	0.5403	0.5248	0.5070	0.4710	0.4476	0.4362	
49	0.0263	0.0255	0.0247	0.0229	0.0218	0.0212	
50	-0.0765	-0.0502	-0.0247	0	0.0229	0.0447	0.0659

Таблиця 3.7 – Дефініція скоростей і координат профілю

№ПП	Значення розрахункових величин						
	1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2	3	4	5	6	7	8
1	-0.4203	-0.4203	-0.4203	-0.4203	-0.4203	-0.4203	-0.4203
2	-5.292	0	5.292	11.97	19.53	28.35	37.80
3	8.55	3.78	0	-3.78	-8.55	-13.55	-20.25
4	-71.3	-43.7	-19.32	0	19.32	43.7	71.30
5	40.5	27.9	17.10	7.56	0	-7.56	-17.1
6	-189	-141.75	-97.65	-59.85	-26.46	0	26.46
7	-120.91	-100.20	-75.15	-51.77	-31.73	-14.028	0
8	-337.45	-253.97	-169.73	-95.87	-27.89	36.51	98.21
9	-0.4777	-0.3596	-0.2403	-0.1357	-0.0395	0.0517	0.1390
10	-1.961	-1.308	-0.654	0	0.654	1.308	1.961
11	-8.82	0	8.82	19.95	32.55	47.25	63
12	11.40	5.04	0	-5.04	-11.40	-18.60	-27.00
13	-71.30	-43.70	-19.32	0	19.32	43.70	71.30
14	27.00	18.60	11.40	5.04	0	-5.04	-11.40
15	-63	-47.25	-32.55	-19.95	-8.82	0.00	8.82
16	-104.72	-67.31	-31.65	0.00	31.65	67.31	104.72
17	-0.6919	-0.4447	-0.2091	0.00	0.2091	0.4447	0.6919
18	-5.04	-5.04	-5.04	-5.04	-5.04	-5.04	-5.04
19	-8.594	-7.575	-6.566	-5.599	-4.640	-3.659	-2.671
20	0.5354	0.5354	0.5354	0.5354	0.5354	0.5354	0.5354
21	-7.56	0	7.56	14.49	21.042	25.074	26.334
22	10.35	5.4	0	-5.4	-10.35	-15.03	-17.91
23	-76.82	-52.9	-27.6	0	27.6	52.9	76.82
24	35.82	30.06	20.70	10.80	0	-10.80	-20.70

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5	6	7	8
21	-7.56	0	7.56	14.49	21.042	25.074	26.334
22	10.35	5.4	0	-5.4	-10.35	-15.03	-17.91
23	-76.82	-52.90	-27.60	0	27.60	52.90	76.82
24	35.82	30.06	20.70	10.80	0	-10.80	-20.70
25	-131.67	-125.37	-105.21	-72.45	-37.80	0	37.80
26	-63.46	-69.806	-66.466	-55.778	-38.41	-20.04	0
27	-233.34	-212.62	-171.02	-108.34	-37.918	32.104	102.344
28	-0.3303	-0.3010	-0.2421	-0.1534	-0.0537	0.0455	0.1449
29	2.499	1.666	0.833	0	-0.833	-1.666	-2.499
30	-12.60	0	12.60	24.15	35.07	41.79	43.89
31	13.80	7.20	0	-7.20	-13.80	-20.04	-23.88
32	-76.82	-52.90	-27.60	0	27.60	52.90	76.82
33	23.88	20.04	13.80	7.20	0	-7.20	-13.80
34	-43.89	-41.79	-35.07	-24.15	-12.60	0	12.60
35	95.63	67.45	-36.27	0.00	36.27	67.45	95.63
36	-0.6318	-0.4456	-0.2396	0.00	0.2396	0.4456	0.6318
37	5.16	5.16	5.16	5.16	5.16	5.16	5.16
38	7.232	6.615	6.047	5.542	5.049	4.521	3.974
39	73.85	57.38	43.11	31.35	21.53	13.39	7.13
40	52.30	43.75	36.56	30.72	25.49	20.44	15.79
41	126.16	101.13	79.68	62.06	47.01	33.83	22.92
42	11.23	10.06	8.93	7.88	6.86	5.82	4.79
43	0.765	0.753.	0.736	0.711	0.677	0.629	0.558
44	0.759		0.744	0.723	0.694	0.653	0.593
45	0.0253		0.0248	0.0241	0.0231	0.0218	0.0198
46	-0.0742	-0.0489	-0.0241	0	0.0231	0.0449	0.0647
47	0.644	0.658	0.677	0.704	0.736	0.777	0.830
48	0.6508	0.6676	0.6905	0.7199	0.7568	0.8036	
49	0.0217	0.0223	0.0230	0.0240	0.0252	0.0268	
50	-0.0670	-0.0453	-0.0230	0	0.0240	0.0492	0.0760

Коли координати вже знайдено розтошовуємо точки на площині та будуємо скелетні лінії для обчислювальних перерізів лопаті рис.3.4 □ □.

Побудова профілів кінцевої товщини

Завдяки обчисленням, що було проведено отримано мега тонкі профілі ґраток. Побудова профілю кінцевої товщини реалізуються не за розрахунковим методом, а за допомогою вибраної максимальної товщини і закону розподілу товщин якогось з гідродинамічних профілів з високими енергетичними і кавітаційними характеристиками. Для розрахунку був обраний профіль ВИМГ – 15.

Зараз можемо визначити всі необхідні величини координат.

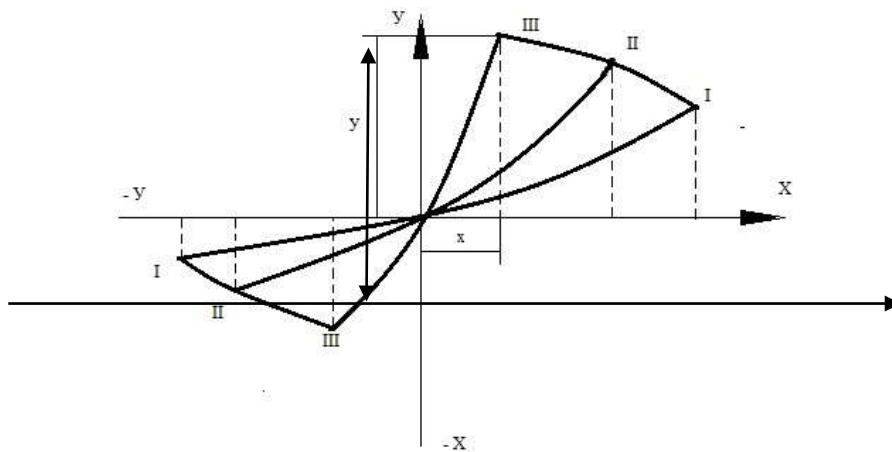


Рисунок 3.4 - Будова скелетів профілів обчислювальних перерізів лопаті здійснюється так: координати відзначаються впродовж скелетної лінії від вхідної кромки, а координату yy у відповідних точках визначають з обох сторін від радіуса кола, див. рис. 3.5.

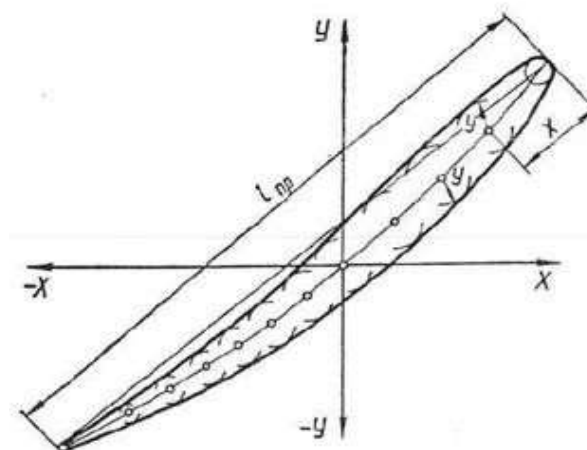


Рисунок 3.5 -Будова профілю кінцевої товщини

3.2. Обчислення анотацій трилопатевої гідротурбіни

Для визначення основних анотацій гідротурбіни при прийнятій швидкості обертання робочого колеса, використаємо формули, що описують залежності між провідними показниками подібних гідротурбін. За подібну гідротурбіну візьмемо модель Т-90, адаптувавши її параметри для швидкості з трьома лопатями

Відповідно ми знаємо, що при кількості лопатей $z_1 = 6$ швидкість обертання робочого колеса буде рівною $n_1 = 115 \text{ об/хв}$, а при кількості лопатей $z_2 = 5$ швидкість обертання складе $n_2 = 125 \text{ об/хв}$.

Індекс швидкості для такої кількості лопатей визначаємо таким способом:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.46)$$

де, $\frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{5} = 1.2$ – коефіцієнт кількості лопатей;

$\frac{n_2}{n_1} = \frac{125}{115} = 1.087$ – коефіцієнт швидкості обертання для z_1, z_2 .

Для того щоб виявити швидкість обертання робочого колеса із трьома лопатями, використаємо ту ж саму залежність. Коефіцієнт для розрахунку швидкості обертання при цьому $z_1 = 4$ $z_2 = 3$ буде рівний:

$$\frac{n_2}{n_1} = 1.21.$$

Швидкість обертання робочого колеса з трьома лопатями дорівнює:

$$n = 350 \cdot 1.21 = 424 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Тобто входні дані для такої ж трилопатевої гідротурбіни Т - 90

будуть слідуючими :

D – діаметр робочого колеса 0.9 м;

H – напір 3.7 м;

Q – витрата води крізь гідротурбіну $3.24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

P – потужність 108 кВт;

n – швидкість обертання робочого колеса $424 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

η – коефіцієнт корисної дії 91.8 %;

z – кількість лопатей робочого колеса, $z = 3$.

Далі, використовуючи формули подібності, оприділяємо параметри трилопаткової гідротурбіни зі швидкістю обертання робочого колеса 760об/хв.

Відповідно до формули для залежності між швидкостями обертання робочого колеса:

$$n_1 = n \cdot \frac{D}{D_1} \cdot \frac{\sqrt{g_1 \cdot H_1}}{\sqrt{g \cdot H}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{г1}}}{\sqrt{\eta_{г}}} \quad (3.47)$$

Звичайно допускають що $g_1 = g$ оскільки різниця прискорень сили тяжіння є незначною. Приближене значення даної формули маємо змогу отримати приймаючи $\eta_{г1} = \eta_{г}$ рівність гідравлічних ККД)

$$n_1 = n \cdot \frac{D}{D_1} \cdot \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}} \quad (3.48)$$

Із цієї залежності знайдемо діаметр робочого колеса.

$$D_1 = D \cdot \frac{n \cdot \sqrt{H_1}}{n_1 \cdot \sqrt{H}} = 0.9 \frac{424 \cdot \sqrt{3.97}}{760 \cdot \sqrt{3.7}} = 0.52 \text{ м}$$

Об'єм води що проходить через гідротурбіну становить:

$$Q_1 = Q \frac{D_1^2 \cdot \eta_q \cdot \sqrt{g_1 \cdot H_1} \cdot \sqrt{\eta_{г1}}}{D^2 \cdot \eta_{q1} \cdot \sqrt{g \cdot H} \cdot \sqrt{\eta_{г}}} \quad (3.49)$$

У разі прийняття $\eta_q = \eta_{q1}, \eta_{r1} = \eta_r, g = g_1,$

отримаємо наближене співвідношення напору $H_1 = 3,97 \text{ м}$

$$Q_1 = Q \cdot \frac{D_1^2 \cdot \sqrt{H_1}}{D^2 \cdot \sqrt{H}} = 3.24 \cdot \frac{(0.52)^2 \cdot \sqrt{3.97}}{(0.9)^2 \cdot \sqrt{3.7}} = 1.12 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.50)$$

Формула потужності виглядає так:

$$P_1 = P_2 \frac{\gamma_1 \cdot D_1^2 \cdot H_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{q2} \cdot \sqrt{g_1 \cdot H_1} \cdot \sqrt{\eta_{r1}}}{\gamma_2 \cdot D_2^2 \cdot H_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{q1} \cdot \sqrt{g_2 \cdot H_2} \cdot \sqrt{\eta_{r2}}}, \quad (3.51)$$

Де γ -питома вага рідини $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

При рівності всіх коефіцієнтів корисної дії, наближене співвідношення потужностей є таким:

$$P_1 = P \cdot \frac{D_1^2 \cdot H_1^{1.5}}{D^2 \cdot H^{1.5}} = 108 \cdot \frac{(0.52)^2 \cdot (3.97)^{1.5}}{(0.9)^2 \cdot (3.7)^{1.5}} = 39.9 \text{ кВт}. \quad (3.52)$$

Отже, при швидкості обертання робочого колеса 760 об/хв, параметри гідротурбіни будуть такими:

D_1 – діаметр робочого колеса 0.52 м;

H_1 -напір 3,970

Q_1 -витрата води крізь гідротурбіну $1,120 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

P_1 -потужність 39,900 кВт

n_1 -швидкість обертання робочого колеса $760 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

η_1 -коефіцієнт корисної дії

z_1 -кількість лопатей робочого колеса, $z=3$;

На основі вилучених результатів маємо змогу визначити кути встановлення та другі показники лопатей робочого колеса. Перш ніж розпочати

розрахунок лопатей потрібно задати розподіл осьової швидкості.. v_u і колової v_u . Складові абсолютної швидкості потоку на вході та виході з робочого колеса звичайно визначаються на основі експериментальних даних. Осьова швидкість у середньому циліндричному перерізі вираховується за формулою 3.2, а значення осьової складової швидкості на периферії та втулці визначаються згідно з формулами 3.3. та 3.4 . Дані з обчислення додамо до табл. 3.13.

Щоб обчислити форми профілю ґратки на обліковній поверхні потоку необхідно визначити вхідні і вихідні кути, а так само деякі показники вільного потоку. Для цього будують трикутники швидкостей на вході та виході з робочого колеса і креслять контури колеса в масштабі 1:1. Звичайно вибирають три перерізи, розміщені вздовж радіуса, при цьому крайні перерізи розташовують на дистанції 10 мм від камери і втулки робочого колеса (мал. 3.1).

Середній обсяг осьової складової швидкості та колової швидкості потоку на вході і виході з робочого колеса на належному циліндричному перерізі обчислюють по формулам 3.5 та 3.6 аналогічно. Величину і напрям середньовекторної швидкості відносного потоку для розрахункових перерізів, а також їх кути встановлюють за допомогою формул 3.9 та 3.10. Ітог розрахунків додають у таблицю 3.8, яка дозволяє оцінити, наскільки точно дібрані вихідні параметри ґраток і розподіл швидкостей на вході та виході з робочого колеса.

Циркуляцію навколо лопаті визначають за формулою (3.11).Щоб визначити індуковані швидкості у обчислювальних точках треба знати індекси. A_0 і A_1 , що визначають закон розподілу вихорів уздовж профілю. У разі еліптичного закону, коли циркуляція довкола профілю створюється завдяки його кривизні.

При нееліптичному законі розподілу вири обидва коефіцієнти не дорівнюють нулю і мають конкретні значення. Для цього, при існуючих умовах, обчислюємо сумарну циркуляцію довкола профілю для відповідного перерізу за формулами 3.14 – 3.17. Ітоги обчислень додаємо до таблиці 3.8.

Також необхідно виявити кут скручування лопаті, що розраховується за формулою 3.20. Значення кутів атаки α і кута скручування $\Delta\beta$, а також характер

їхні відмінності вздовж радіусу вираховують на основі досвіду розробки оптимальних робочих коліс. $\alpha = 6 \div 10^\circ$ коло втулки $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$. Результати розрахунку наближень занесемо в таблицю 3.8..

Таблиця 3.8 - Дані з розрахунку кута встановлення лопаті

№	Розмірність	Розрахункові перерізи		
		1	2	3
<i>I</i>	2	3	4	5
1	м	0.26	0.173	0.086
	мм	260.00	173.00	86.00
2	м	0.52	0.346	0.173
	мм	520.00	346.00	173.00
1	2	3	4	5
3	м/с	20.68	13.77	6.84
4	-	0.2	0.1	0
5	м ² /с	0.346	0.260	0
6	м ² /с	0.792	0.706	0.447
7	м ² /с	5.73		
8	-	0.324	0.446	0.807
9	°	17.96	24.05	38.89
10	м/с	21.144	14.549	8.506
10	м/с	21.144	14.549	8.506
11	-	0.55	0.62	85.00
12	м	0.545	0.362	0.18
13	м	0.299	0.225	0.153
14	м ² /с	0.941		
15	-	0.1	0.2	0.3
16	м ² /с	0.0941	0.1881	0.2822
17	м ² /с	0.8465	0.7524	0.6584
18	м/с	0.1999	0.5331	1.1733
19	м/с	3.599	4.265	5.475
20	-	1.18	0.98	0.81
	-	0.0040	0.0187	0.0851
	°	0.23°	1.07°	4.88°
	°	17.73°	23.98°	34°

З метою спрощення з'ясування даних індексів розроблена номограма.

На початку вносимо на номограму хорду обчислювального профілю l_{π} під кутом.

Перевівши її у масштаб номограми згідно з формулою 3.21. Виявлену хорду поділимо на шість частин і помітимо точки 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, які будемо поступово розташувати на початку номограми.

3 3. Обчислення анотацій дволопатевої гідротурбіни

Для наступних розрахунків скористаємося тим самим методом, що й для чотирилопатевої турбіни. Для визначення основних характеристик гідротурбіни при умовній швидкості обертання робочого колеса будемо користатись формулами, які описують залежність між головними показниками схожих гідротурбін. Схожою будемо приймати гідротурбіну Т-90, якщо трохи скоригувати її параметри для роботи з двома лопатями. Відомо, що при певній кількості лопатей- $z_1 = 6$ швидкість обертання робочого колеса буде дорівнювати - $n_1 = 115$ об/хв, а при кількості лопатей $z_2 = 5$ швидкість обертання складає $n_2 = 125$ об/хв.

Індекс швидкості для заданої кількості лопатей з'ясуємо таким способом:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$\text{де, } \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{5} = 1,333 - \text{коефіцієнт кількості лопатей;}$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{125}{115} = 1,087 - \text{коефіцієнт швидкості обертання для } z_1, z_2.$$

Для того щоб виявити швидкість обертання робочого колеса при двох лопатях, скористаємося тією ж залежністю. Індекс для обчислення

$$\text{швидкості обертання при } z_1 = 4 \text{ та } z_2 = 2 \text{ буде рівний: } \frac{n_2}{n_1} = 1.81.$$

Швидкість обертання робочого колеса з трьома лопатями дорівнюватиме:

$$n = 350 \cdot 1.81 = 634 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Тож, вихідні дані для трилопатевої гідротурбіни Т-90 будуть такими:

H -напір 3.7 м;

Q – витрата води крізь гідротурбіну $3.24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

P – потужність 108 кВт;

n – швидкість обертання робочого колеса $634 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

z – кількість лопатей робочого колеса, $z = 2$.

Далі, використовуючи формули подібності, з'ясуємо параметри трилопатевої гідротурбіни при швидкості обертання робочого колеса 634 об/хв.

Відповідно до формули (3.48), розрахуємо діаметр робочого колеса дволопатевої гідротурбіни.

$$D_1 = D \cdot \frac{n \cdot \sqrt{H_1}}{n_1 \cdot \sqrt{H}} = 0.9 \frac{634 \cdot \sqrt{3.97}}{760 \cdot \sqrt{3.7}} = 0.77 \text{ м}$$

Витрати води повз гідротурбіну складе:

$$Q_1 = Q \cdot \frac{D_1^2 \cdot \sqrt{H_1}}{D^2 \cdot \sqrt{H}} = 3.24 \cdot \frac{(0.77)^2 \cdot \sqrt{3.97}}{(0.9)^2 \cdot \sqrt{3.7}} = 3.46 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Приблизне співвідношення потужностей буде виглядати так:

$$P_1 = P \cdot \frac{D_1^2 \cdot H_1^{1.5}}{D^2 \cdot H^{1.5}} = 108 \cdot \frac{(0.77)^2 \cdot (3.97)^{1.5}}{(0.9)^2 \cdot (3.7)^{1.5}} = 88 \text{ кВт}.$$

Отже, характеристики гідротурбіни при швидкості обертання робочого колеса 634 об/хв будуть наступними:

D_1 – діаметр робочого колеса 0.77 м;

Q_1 – витрата води крізь гідротурбіну $3.46 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

P_1 – потужність 88 кВт;

n_1 – швидкість обертання робочого колеса $634 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

η_1 – коефіцієнт корисної дії 91.8 %

z_1 – кількість лопатей робочого колеса, $z = 2$;

Перед початком розрахунку лопатей потрібно визначити розподіл осьової v_z і колової v_u складників безумовної швидкості потоку на вході та виході з робочого колеса. Для цього звичайно використовують експериментальні дані. Осьова швидкість на середньому циліндричному перерізі определяються по формулі 3.2, а зміст осьової складової швидкості на периферії та на втулці згідно формулам 3.3 та 3.4 . Відомості з обчислення вносимо в табл. 3.13.

Щоб обчислити форму профілю ґратки на обчислювальній площині потоку Треба виявити вхідні та вихідні кути, і так само певні параметри вільного потоку. Для цього вибудовують трикутники швидкостей потоку на вході та виході з робочого колеса. Креслять контури колеса в масштабі 1:1. Для розрахунків приймають три перерізи, які розміщують уздовж радіуса. Крайні перерізи вибирають на відстані 10 мм від камери та втулки робочого колеса.

Середнє значення осьової складової швидкості v_z та колову швидкість потоку на вході та виході з робочого колеса на потрібному циліндричному переріз з'ясовуємо за формулами 3.5 і 3.6 аналогічно. Обсяг і напрям середньо векторної швидкості відносного потоку ω_m

Для облікових перерізів з'ясовуємо величину та напрям середньовекторної швидкості відносного потоку, а також їх кути по формулам 3.9 та 3.10. Підсумки обчислень додаємо до таблиці 3.12, що дозволяє оцінити, наскільки точно дібрані вихідні параметри ґраток і розподіл швидкостей. v_z і v_u на вході та виході робочого колеса.

Визначення кутів атаки ґрунтується на гіпотезі, що при розрахунку лопаті з помічу двовимірних способів циркуляції навколо лопаті залишається сталою вздовж радіуса.. $\Gamma_{\lambda} = f(r) = \text{const.}$

Циркуляцію навколо лопаті визначаємо за формулою 3.11. Для обчислення індукованих швидкостей в розрахункових точках потрібно врахувати коефіцієнти A_0 і A_1 , Закон розподілу циркуляції вздовж профілю визначається залежно від типу закону. При умові еліптичного закону циркуляція навколо профілю твориться з поміччю його кривизни. Для нееліптичного закону обидва коефіцієнти циркуляції не є рівними нулю і мстять визначені значення. При визначених даних обчислюємо ітогову циркуляцію довкола профілю для відповідного перерізу із допомогою формул 3.14 – 3.17. Результати розрахунків вносимо до таблиці 3.13. Індекс впливу ґратки ККК визначаємо за допомогою номограми Вейніґа.

Для цього спочатку потрібно визначити кут встановлення лопаті, використовуючи систему наближень. На першому етапі приймаємо систему наближень $\beta_{\text{вст}} = \beta_{\text{м}}$ а $\alpha = 0$. За допомогою номограми встановлюємо індекс К і кут $\sin \alpha$ для доречного перерізу з поміччю формули (3.18).

Необхідно також з'ясувати кут скручування лопаті, що розраховується за формулою 3.20.

Дані кутів атаки α і кута скручування $\Delta\beta$ і так само суть їх зміни вздовж радіуса встановлюються за досвідом проектування $\alpha = 6 \div 10^\circ$ біля втулки $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$

Дані обчислювальних наближень занесемо в таблицю 3.9

Таблиця 3.9 - Дані обчислення кута встановлення лопаті

№	Розмірність	Розрахункові перерізи		
		1	2	3
1	м	0.39	0.26	0.13
	мм	385.00	257.00	128.00
2	м	0.77	0.510	0.26
	мм	770.00	513.00	257.00
3	м/с	30.63	20.45	10.19
4	-	0.2	0.1	0.00
5	м ² /с	0.233	0.175	0.00
6	м ² /с	0.680	0.621	0.447
7	м ² /с	5.95		
8	-	0.217	0.297	0.537
9	°	13.24	16.53	28.26
10	м/с	21.144	14.549	8.506
11	-	0.55	0.62	85.00
12	м	1.21	0.807	0.342
13	м	0.665	0.501	0.342
14	м ² /с	1.411		
15	-	0.1	0.2	0.3
16	м ² /с	0.1411	0.2822	0.4232
17	м ² /с	1.2697	1.1286	0.9876
18	м/с	0.1350	0.3588	0.7883
19	м/с	3.430	3.871	3.679
20	-	1.7	1.380	1.100
	-	0.0013	0.0062	0.0317
	°	0.07°	0.67°	1.82°
	°	13.17°	16.17°	26°
	°	14.27°		

3.4 Висновки до розділу 3

1. Обчислення продемонстрували, що швидкість обертання робочого колеса гідротурбіни має обернену пропорцію до кількості лопатей, що означає, що при умові зменшення їх кількості швидкість виростає практично у два рази (конкретно, у 1,81 рази). Визначено кути встановлення профілю на трьох перерізах – периферійному $\beta_{\text{вст.пер.}}$, серединному $\beta_{\text{вст.сер.}}$ та втулочному $\beta_{\text{вст.вт}}$

Також визначено кут скручування $\Delta\beta$ лопатей гідротурбін:

а) для чотирьохлопатевого робочого колеса:

$$\beta_{\text{вст.пер.}} = 21.54^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.сер.}} = 27.38^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.вт}} = 38.13^\circ;$$

$$\Delta\beta = 16.59^\circ.$$

б) для трилопатевого робочого колеса:

$$\beta_{\text{вст.пер.}} = 17.73^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.сер.}} = 23.98^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.вт}} = 34^\circ;$$

$$\Delta\beta = 16.27^\circ.$$

в) для дволопатевого робочого колеса:

$$\beta_{\text{вст.пер.}} = 13.17^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.сер.}} = 16.17^\circ;$$

$$\beta_{\text{вст.вт}} = 26^\circ;$$

$$\Delta\beta = 14.27^\circ.$$

Обчислені діаметри робочих коліс і потужність на валах гідротурбін для швидкості обертання 760 об/хв і напору 3,97 м. Для трилопатевої гідротурбіни діаметр робочого колеса складає 0,52 м, а потужність — 39,9 кВт. Для дволопатевої гідротурбіни діаметр робочого колеса дорівнює 0,77 м, при цьому механічна потужність на її валу складає 88 кВт.

4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ АКТИВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ГІДРОТУРБИНИ МАЛОЇ ГІДРОСТАНЦІЇ

У магістерській роботі проекті об'єктом дослідження є гідротурбіна малої гідроелектростанції.

Для підвищення ефективності функціонування гідроелектростанції розроблена система активного регулювання продуктивності, що включає гідротурбінний агрегат (гідротурбіну, електричний генератор, направляючий апарат), комплект датчиків (витрати, тиску), мікроконтролер, пристрої перетворення сигналу (аналого-цифрові і цифрові перетворювачі). Перелік елементів пропонованої системи і їх вартість наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Перелік елементів системи та їх вартість

Найменування обладнання	Кількість	Вартість	
		Питома вартість	Всього грн..
Гідроагрегат потужністю 277 кВт (гідротурбіна, електричний генератор, направляючий апарат)	1 шт.	250 у.е./кВт	547100
кабель силовий	40 м	20	800
кабель монтажний	70 м	10	700
Однокристальний мікроконтролер	1шт.	120	120
Датчик витрат	1 шт.	800	800
Датчик тиску	1 шт.	800	800
Пристрій сполучення з датчиками	2 шт.	800	100
Разом вартість встановленого обладнання: 550520 грн.			

Вихідні дані, використовувані для розрахунку показників економічної ефективності, наведені в таблиці 4.2.

Продовження таблиці 4.2

№ п/п	Показники та одиниці їх вимірювання	Умовні позн- ня	Величина показників	
			Базовий	Новий
1	Нормативний економічний коефіцієнт	E_n	0,5	0,45
2	Кількість календарних днів у році, дн.	Q_d	575	575
5	Кількість святкових днів у році, дн.	Q_p	11	11
4	Кількість вихідних днів у році, дн.	Q_v	104	104
5	Кількість передсвяткових днів у році, дн.	Q_c	7	7
7	Тривалість зміни, год	t_c	8	8
7	Тривалість зміни в передсвяткові дні, год	t_{cc}	7	7
8	Кількість змін, шт	q_c	5	5
9	Кількість техоглядів в році, шт	q_{TO}	12	10
10	Кількість поточних ремонтів в році, шт	q_T	4	1
11	Кількість середніх ремонтів у році, шт	q_{CP}	2	1
12	Кількість капітальних ремонтів у році, шт	q_K	1	1
15	Витрати часу на виконання ремонту:		0	0
14	а) техогляд, год	t_{TO}	8	8
	б) поточний ремонт, год	t_T	17	17
	в) середній ремонт, год	t_{CP}	24	24
	г) капітальний ремонт, год	t_K	52	52

№ п/п	Показники та одиниці їх вимірювання	Умовні позн-ня	Величина показників	
			Базовий	Новий
15	Витрати часу на пошук і усунення неполадок при відмовах, год	t_o	12	8
17	Вартість насосної установки, грн	Q	450000	780520
17	Коефіцієнт, що враховує транспортні витрати	α_t	0,05	0,05
18	Коефіцієнт, що враховує будівельно-монтажні витрати	α_c	0,2	0,2
19	Тарифна ставка чергового електрика, грн / год	α_d	14	14
20	Тарифна ставка ремонтника, грн / год	α_p	12	12
21	Коефіцієнт, що враховує доплати до основної заробітної плати чергового електрика	α_a	1,2	1,2
22	Коефіцієнт відрахувань на соціальне страхування	γ_a	1,47	1,47
25	Потужність насосної установки, кВт	N_d	800	800
24	ККД обладнання	η	0,9	0,92
25	Продуктивність насоса, м ³ / год	Q_n	5200	5200
27	Частка товарної продукції, яка припадає на насос	α_γ	0,78	0,78
27	Коефіцієнт завантаження по потужності	β_m	0.95	0.97
28	Коефіцієнт завантаження за часом	β_n	0.97	0.95
29	Ремонтна складність електричних частин	R_{Σ}	12	28
50	Витрати на одиницю складності механічних частин, грн	ZPM	17	17
51	Витрати на одиницю складності електричних частин, грн	ZP_{Σ}	47	47
52	Втрати води при витоках, дроселюванні і т.п.,%	Δ	0,4	0,02
55	Інтенсивність відмов	λ	0,0029	0,0014
54	Норма амортизаційних відрахувань, %	A	15	15

Продовження таблиці 4.2

№ п/п	Показники та одиниці їх вимірювання	Умовні позн-ня	Величина показників	
55	Ремонтна складність електричних частин	$R_{\text{э}}$	12	28
57	Витрати на одиницю складності механічних частин, грн	Z_{PM}	17	17
57	Витрати на одиницю складності електричних частин, грн	$Z_{\text{РЭ}}$	47	47
58	Втрати води при витоках, дроселюванні і т.п., %	Δ	0,4	0,02
59	Вартість за перекачування 1 м ⁵ води, грн.	$\text{Ц}_{\text{а}}$	1,2	1,2
	Вартість 1кВт.год електроенергії, грн	$\text{Ц}_{\text{э}}$	1,29	1,29

4.1. Розрахунок річного обсягу продукції

На основі даних про режим роботи, простоїв у позапланових відмовах, питомої продуктивності робочої машини в цьому розділі визначається річний обсяг робіт з порівняльним об'єктам.

Річний режимний фонд часу роботи обладнання (F_p):

$$F_p = ((575 - 104 - 11 - 7)8 + 7 \cdot 7)5 = 5982 \text{ (год)}.$$

Річні витрати часу на планові ремонти і технічне обслуговування (z_p):

$$Z_p = q_{\text{то}} t_{\text{то}} + q_{\text{т}} t_{\text{т}} + q_{\text{с}} t_{\text{с}} + q_{\text{к}} t_{\text{к}} \quad (4.1)$$

Базовий об'єкт:

$$Z_p = 128 + 4 \cdot 17 + 58 + 1 \cdot 52 = 217 \text{ (год)}.$$

Новий об'єкт:

$$Z_p = 108 + 1 \cdot 17 + 58 + 1 \cdot 52 = 152 \text{ (год)}.$$

Річна кількість відмов:

Базовий об'єкт:

$$q_0 = (5982 - 217) \cdot 0,0029 = 17,72.$$

Новий об'єкт:

$$q_0 = (5982 - 152) \cdot 0,0014 = 7,272.$$

Річний простій в непланових відмовах(Z_0):

$$Z_0 = q_0 \cdot t_0; \quad (4.2)$$

Базовий об'єкт:

$$Z_0 = 17,72 \cdot 12 = 200,74 \text{ (год)}.$$

Новий об'єкт:

$$Z_0 = 7,272 \cdot 8 = 75,297 \text{ (год)}.$$

Річний дійсний фонд часу роботи обладнання (F_d):

$$F_d = F_p - Z_p - Z_0. \quad (4.5)$$

Базовий об'єкт:

$$F_d = 5982 - 217 - 200,74 = 5575,47 \text{ (год)}.$$

Новий об'єкт:

$$F_d = 5982 - 152 - 72,297 = 5777,704 \text{ (год).}$$

Річний об'єм робіт (В):

$$B = F \cdot Q \cdot \Pi \cdot (1 - \Delta) \alpha \quad (4.4)$$

Базовий об'єкт:

$$B = 5575,47 \cdot 5200 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,4) \cdot 0,78 = 11777801,7 \text{ (грн.)}$$

Новий об'єкт:

$$B = 5777,704 \cdot 5200 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,02) \cdot 0,78 = 17927852,052 \text{ (грн.)}$$

Коефіцієнт збільшення обсягу робіт:

$$K = B_n / B_b, \quad (4.5)$$

$$K = 4252479,72 / 2917159 = 1,45.$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 7.5.

Таблиця 4.5 – Річний обсяг продукції

Показники	Величина показника		Відхилення	
	Базовий об'єкт	Новий об'єкт	Абсолютне	Відносне
Річний режимний фонд часу роботи обладнання	5982	5982	-	-
Річні витрати часу на планові ремонти	217	152	-74	-0,41
Річна кількість відмов	17,72	7,272	-7,558	-0,51
Річний простій	200,74	75,297	-155,444	-0,77
Річний дійсний фонд часу роботи обладнання	5575,47	5777,704	202,444	0,057
Річний обсяг робіт	2917159	4252479	1515541	0,45

4.2. Розрахунок капітальних вкладень

Оптова ціна:

базовий об'єкт: $C = 450000$ (грн).;

новий об'єкт: $C_n = 780520$ (грн).

Супутні капітальні вкладення. Транспортні витрати на доставку об'єкта в першому наближенні можуть бути визначені у відсотках від ціни обладнання.

Базовий об'єкт з урахуванням коефіцієнта збільшення обсягу робіт :

$$K_T = 0,05 \cdot 450000 \cdot 1,45 = 51175 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$K_T = 0,05 \cdot 780520 = 59017 \text{ (грн)}.$$

Будівельно-монтажні витрати (K_c) у першому наближенні можуть бути визначені у відсотках від ціни обладнання:

Базовий об'єкт з урахуванням коефіцієнта збільшення обсягу робіт :

$$K_c = 0,2 \cdot 450000 \cdot 1,45 = 72550 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$K_c = 0,2 \cdot 780520 = 78052 \text{ (грн)}.$$

Загальні капітальні вкладення:

Базовий об'єкт:

$$W = 450000 + 51175 + 72550 = 525525 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$W = 780520 + 59017 + 78052 = 897578 \text{ (грн)}.$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 – Капітальні вкладення

Показники	Величина показника		Відхилення	
	Базовий об'єкт	Новий об'єкт	Абсолютне	Відносне
1	2	5	4	5
Оптова ціна	450000	780520	550520	1,41
Транспортні витрати	51175	59017	7841	0,251
Будівельно-монтажні витрати	72550	78052	15782	0,25
Загальні капітальні вкладення	525525	897578	575845	0,71

4.3. Експлуатаційні витрати

Витрати на зарплату виробничих робітників:

$$C_5 = \alpha_a \alpha_d \gamma_a F_p, \quad (4.7)$$

де α_a – коефіцієнт, що враховує доплати до основної заробітної плати чергового електрика; α_d – тарифна ставка чергового електрика, грн/год; γ_a – коефіцієнт відрахувань на соціальне страхування; F_p – Річний режимний фонд часу роботи обладнання.

$$C_5 = 1,2 \cdot 141,47 \cdot 5982 = 127207,257 \text{ (грн)}.$$

Витрати на електроенергію:

$$C_6 = N_d F_d \gamma_0 \beta_v \Pi_{\Sigma} C_{\text{пот}}, \quad (4.7)$$

де N_d – потужність насосної установки, кВт; F_d – річний дійсний фонд часу роботи обладнання, год; γ_0 – коефіцієнт відрахувань на соціальне

страхування; β_v – коефіцієнт завантаження за часом; Π_o – вартість 1кВт.год електроенергії, грн.; $C_{пот}$ – коефіцієнт втрат електроенергії в мережі.

Базовий об'єкт:

$$C_o = 800 \cdot 5575,47 \cdot 0,97 \cdot 1,29 \cdot 1,04 \cdot 1,45 = 8514779,89 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$C_o = 800 \cdot 5777,704 \cdot 0,97 \cdot 1,29 \cdot 1,04 = 5942747,89 \text{ (грн)}.$$

Амортизація на повне оновлення (реновацію) устаткування враховується тільки по супутніх капітальних вкладеннях користувача:

$$C_a = (K_t + K_c) \cdot A / 100. \quad (4.8)$$

Базовий об'єкт:

$$C_a = (51175 + 72550) \cdot 15 / 100 = 14027,75 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$C_a = (59017 + 78052) \cdot 15 / 100 = 17557,2 \text{ (грн)}.$$

Витрати на пошук і усунення несправностей під час відмов:

$$C_o = \alpha_p \cdot \alpha_a \cdot \gamma_a \cdot (Z_o + Z_p). \quad (4.9)$$

Базовий об'єкт з урахуванням коефіцієнта збільшення обсягу робіт :

$$C_o = 12 \cdot 1,21,47 \cdot (200,74 + 217) \cdot 1,45 = 10925,05 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$C_o = 12 \cdot 1,21,47 \cdot (75,297 + 152) = 5929,58 \text{ (грн)}.$$

Витрати на утримання і ремонт обладнання:

$$C_p = R_m Z_{PM} + R_E Z_{PE}. \quad (4.10)$$

Базовий об'єкт з урахуванням коефіцієнта збільшення обсягу робіт:

$$C_p = (47 \cdot 17 + 1247) \cdot 1,4585 = 1877,55 \text{ (грн)}.$$

Новий об'єкт:

$$C_p = 1817 + 2847 = 1577 \text{ (грн).}$$

Разом витрат по розрахованим статтями:

Базовий об'єкт:

$$C_{pc} = 52814,2 + 1807855,5 + 14027,75 + 1277,42 + 1877,55 = 8477720,4 \text{ (грн)}$$

Новий об'єкт:

$$C_p = 52814,2 + 921557,2 + 17557,2 + 459,45 + 1577 = 975772,85 \text{ (грн)}$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 4.5.

Таблиця 4.5 – Експлуатаційні витрати

Показники	Величина показника		Похибки	
	Базовий об'єкт	Новий об'єкт	Абсолютні	Відносні
Заробітна плата виробничих робітників	127207,257	127208	-	-
Витрати на силову енергію	8514780	5942747	-2571955	-0,71
Амортизація обладнання	14027,8	17557,2	5527,45	0,25
Витрати на пошук і усунення несправностей	10925,2	5929,58	-7995,47	-0,45
Витрати на утримання і ремонт обладнання	1877,55	1577	-502,55	-0,27
Разом витрат по розрахованим статтями	8477720	7092018	-2575702,57	-0,97

4.4. Розрахунок показників ефективності

Економія витрат:

$$\Pi = B - C_{pc}, \quad (4.11)$$

Базовий об'єкт:

$$\Pi = 117778017 - 8477720 = 108210297 \text{ (грн).}$$

Новий об'єкт:

$$\Pi = 17927852 - 975772,8 = 15954089,2 \text{ (грн).}$$

Зміна економії витрат:

$$\Delta\Pi = \Pi_n - \Pi_b, \quad (4.12)$$

$$\Delta\Pi = 15954089,2 - 108210297 = 92257207,8 \text{ (грн).}$$

Термін окупності довгострокових капітальних вкладень ($T_{ок}$):

$$T_{ок} = (W_n - W_b) / (C_{рс.б} - C_{рс.н}), \quad (4.15)$$

$$T_{ок} = (897578 - 525525) / (975772,85 - 8477720,4) = 0,2 \text{ (року);}$$

Термін окупності довгострокових капітальних вкладень за умови заміни старого обладнання, яке приносило економію Π (T^*):

$$T^* = W / \Delta\Pi, \quad (4.14)$$

$$T_{ок} = (897578 - 525525) / (8477720,47 - 7092017,9) = 0,7 \text{ (року);}$$

Новий об'єкт вважається економічно вигідним (ефективним), термін окупності додаткових капітальних вкладень в нього не перевищує

При порівнянні економічної ефективності базового і нового варіантів видно, що новий об'єкт є більш вигідним. При порівнянні отриманих показників ефективності з нормативними ($E \geq 50\%$; $T \leq 2$) можна зробити висновок, що капітальні вкладення в новий і базовий об'єкти покриваються в межах нормативного терміну окупності, а, отже, забезпечується нормативна економічна ефективність.

5 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1 Умови безпечної експлуатації гідротехнічних споруд на ГЕС

Безпечна експлуатація гідротехнічних споруд на гідроелектростанціях (ГЕС) – це ключовий аспект, що забезпечує їхню надійність, запобігає аваріям та мінімізує негативний вплив на довкілля. Умови безпечної експлуатації таких споруд включають комплекс організаційних, технічних та екологічних заходів.

Основні з них такі:

1. Контроль технічного стану

- Регулярні огляди та інспекції: Це включає візуальний огляд споруд, перевірку цілісності бетонних і металевих конструкцій, гідроізоляції та антикорозійного захисту.
- Моніторинг деформацій: Використання датчиків для виявлення осідань, зсувів чи тріщин, які можуть свідчити про погіршення стану споруд.
- Геодезичні дослідження: Вимірювання зміщень, що дозволяє контролювати стабільність споруд під впливом води та тиску ґрунту.

2. Гідрологічний моніторинг та регулювання рівня води

- Моніторинг рівня води у водосховищі, що дозволяє контролювати тиск на споруди та уникати переповнення.
- Регулювання стоку води: У випадку надмірного рівня води застосовують скидання через шлюзи або водоскиди для зменшення тиску на дамбу та інші споруди.
- Прогнозування паводків: Для завчасного реагування на підвищення рівня води у водосховищах, особливо під час паводків або сильних дощів

3. Технічне обслуговування та ремонтні роботи

- Планові ремонти: Проводяться відповідно до технічних регламентів і включають як профілактичні роботи, так і заміну окремих компонентів.
- Аварійні ремонти: Мають на меті швидке усунення дефектів, що можуть створювати небезпеку.
- Заміна застарілих систем: Особливо важливо замінювати зношені компоненти, як-от насоси, генератори та системи управління.

4. Система аварійної сигналізації та оповіщення

- Автоматизовані системи сповіщення: Включають датчики для виявлення небезпечних змін у стані споруд, що автоматично активують тривогу.
- Плани евакуації та аварійного реагування: Мають бути розроблені та регулярно перевірятися, зокрема для населених пунктів, що можуть потрапити під затоплення у випадку аварії.
- Навчання персоналу: Регулярне навчання персоналу щодо дій у надзвичайних ситуаціях.

5. Охорона довкілля

- Захист водних ресурсів: ГЕС повинна мати системи фільтрації та очистки, щоб уникнути забруднення води.
- Моніторинг впливу на екосистему: Це включає контроль за рівнем кисню, температурою води та міграцією риб, щоб зберегти екосистему у водоймах.
- Запобігання ерозії: Контроль та запобігання ерозії берегів водойм, що може спричинити додаткове навантаження на гідротехнічні споруди.

6. Дотримання нормативних вимог і стандартів

- Відповідність державним і міжнародним стандартам: ГЕС повинні функціонувати відповідно до вимог чинних державних і міжнародних стандартів щодо безпечної експлуатації гідротехнічних споруд.
- Проведення незалежного аудиту: Періодичні перевірки зовнішніми органами для оцінки відповідності вимогам безпеки.

- Ведення документації: Чітка документація всіх процесів, оглядів, ремонтів і планів аварійного реагування для забезпечення прозорості та доступності інформації. Дотримання цих умов забезпечує безпечну, надійну й екологічно відповідальну експлуатацію гідротехнічних споруд на ГЕС, що є важливою складовою енергетичної інфраструктури та захисту навколишнього середовища.

5.2 Правила безперебійної роботи гідротурбінного обладнання

Для забезпечення безперебійної роботи гідротурбінного обладнання на ГЕС слід дотримуватись комплексу правил, що охоплюють технічне обслуговування, моніторинг і контроль, а також оптимізацію експлуатаційних режимів. Ось основні правила:

1. Регулярний моніторинг та діагностика стану обладнання

- Системи датчиків і моніторингу: Використання автоматичних систем для відстеження температури, вібрації, тиску, потоку води й інших показників у режимі реального часу.
- Аналіз параметрів роботи: Постійний збір і аналіз даних з датчиків дозволяє виявляти відхилення від нормальних показників і проводити діагностику можливих збоїв.

2. Планове технічне обслуговування

- Періодичні огляди та обслуговування: Заміна мастил, перевірка підшипників, очищення каналів охолодження, щоб уникнути зносу та перегріву.
- Калібрування обладнання: Регулярне калібрування датчиків і механізмів для забезпечення точності вимірювань та стабільності роботи.

- Чищення лопатей та сопел: Видалення відкладень, сміття, або корозії, які можуть спричиняти зниження ефективності та пошкодження лопатей.

3. Контроль режимів роботи

- Оптимізація режимів навантаження: Уникнення частих змін навантаження, оскільки це може призвести до додаткового зносу обладнання.
- Контроль швидкості обертання: Збереження оптимальної швидкості для попередження виникнення небезпечних резонансних явищ і надмірної вібрації.
- Управління рівнем води у водосховищі: Забезпечення стабільного рівня води для уникнення перепадів, які можуть негативно впливати на роботу турбін.

4. Система аварійного захисту

- Автоматичні системи захисту: Використання автоматичних вимикачів для зупинки турбіни у разі перевищення допустимих параметрів, таких як тиск, температура або вібрація.
- Оповіщення та швидке реагування на збої: Система оповіщення, що інформує персонал про аварійні стани, та відпрацьовані протоколи для швидкого реагування.
- Перевірка аварійних систем: Регулярні перевірки систем екстреного зупинення, клапанів і механізмів для запобігання не контрольованим ситуаціям.

5. Навчання та кваліфікація персоналу

- Постійне навчання та підвищення кваліфікації персоналу: Знання всіх процедур з технічного обслуговування, роботи з системами моніторингу та реагування на аварійні ситуації.
- Тренування в умовах імітації аварійних ситуацій: Проведення навчальних тренувань для відпрацювання алгоритмів дій у разі несправностей.

6. Управління запасами запасних частин та витратних матеріалів

- Своєчасне поповнення запасів: Постійне підтримання необхідного запасу деталей, витратних матеріалів і мастильних матеріалів, щоб уникнути простоїв у разі необхідності швидкого ремонту.
- Використання якісних компонентів: Застосування сертифікованих запчастин, мастил і гідравлічних рідин для збільшення терміну служби обладнання.

7. Використання сучасних технологій для прогнозування поломок

- Прогнозування технічного обслуговування: Використання цифрових технологій та штучного інтелекту для прогнозування можливих збоїв і планування ремонтів.
- Системи дистанційного моніторингу: Використання віддалених систем для постійного контролю параметрів, особливо для великих чи віддалених ГЕС.

Дотримання цих правил допомагає забезпечити надійну, безпечну і безперебійну роботу гідротурбінного обладнання, що є важливою умовою для стабільного функціонування гідроелектростанції та ефективного виробництва електроенергії.

ГЕС є перспективним джерелом енергії, яке здатне забезпечити екологічно чисте, стабільне і доступне постачання електроенергії споживачам. Однак їх використання повинно базуватися на принципах сталого розвитку, що враховують як енергетичні, так і соціально-екологічні аспекти.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі проведено комплексне дослідження сучасного стану гідроенергетики в Україні, технічних особливостей гідротурбін, їх конструкцій, а також техніко-економічного обґрунтування впровадження інноваційних систем управління продуктивністю гідротурбін малої гідроелектростанції. Отримані результати дозволяють зробити такі висновки:

Аналіз стану гідроенергетики в Україні показав, що ця галузь має значний потенціал для розвитку, зокрема через екологічність та поновлюваність ресурсу. Основними труднощами залишаються висока зношеність обладнання, обмежене фінансування модернізації та вплив кліматичних змін. У той же час перспективи впровадження новітніх технологій забезпечують можливість підвищення ефективності роботи гідроелектростанцій (ГЕС).

Дослідження конструкцій та особливостей роботи гідротурбін дозволили встановити оптимальні параметри для підвищення ефективності гідроагрегатів. Особливу увагу приділено аналізу впливу нахилу лопатей робочого колеса на швидкість руху рідини та енергетичні характеристики. Проведено моделювання руху рідини та доведено, що коректне проектування лопатей дозволяє значно зменшити енергетичні втрати.

У дослідницько-розрахунковій частині розроблено та обчислено параметри дво- та трилопатевих гідротурбін. Отримані результати свідчать про переваги оптимізації конструкції робочого колеса з точки зору підвищення продуктивності та зниження експлуатаційних витрат.

Техніко-економічний аналіз впровадження системи активного регулювання продуктивності гідротурбін показав її доцільність для малих ГЕС. Розрахунок річного обсягу продукції, капітальних вкладень, експлуатаційних витрат та показників ефективності підтверджує, що запропоноване рішення забезпечує економічну доцільність та високу рентабельність проєкту.

У розділі з безпеки життєдіяльності та охорони праці розроблено рекомендації щодо забезпечення безпечної експлуатації гідротехнічних споруд та обладнання ГЕС. Запропоновані заходи спрямовані на зниження ризиків аварійності, підвищення надійності роботи гідротурбін та створення сприятливих умов для персоналу.

Загалом, результати роботи демонструють високий потенціал гідроенергетики в Україні, необхідність модернізації обладнання та впровадження сучасних систем управління. Розроблені методики та технічні рішення можуть бути використані для підвищення ефективності існуючих і проектування нових малих ГЕС.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон України "Про альтернативні джерела енергії" № 555-IV від 20 лютого 2003 року.
2. Закон України "Про енергозбереження" № 74/94-ВР від 1 липня 1994 року.
3. Національна енергетична стратегія України до 2035 року: затверджена Кабінетом Міністрів України.
4. Гузь М. І., Калінін В. В. Гідроенергетика України: сучасний стан та перспективи // Енергетика України. – 2020. – № 4. – С. 34–45.
5. Соколов В. В. Гідравлічні машини. Конструкція, розрахунок і дослідження: навч. посіб. – Київ: Наукова думка, 2018. – 456 с.
6. Белкін А. О., Іващенко Д. В. Оптимізація конструкції робочого колеса гідротурбін для малих ГЕС // Наукові праці НУХТ. – 2019. – № 23. – С. 89–96.
7. Альбом технічних рішень для модернізації малих ГЕС / Укренергопроект, 2021.
8. ДСТУ EN 1090-2:2020. Вимоги до конструкції сталевих та алюмінієвих споруд.
9. Петров А. М. Перспективи використання малої гідроенергетики для потреб енергосистеми України // Матеріали міжнародної конференції "Енергетика майбутнього". – Львів, 2021. – С. 12–18.
10. Кравчук І. В. Аналіз впливу нахилу лопатей гідротурбіни на продуктивність ГЕС // Вісник технічних наук. – 2020. – № 3. – С. 22–29.
11. Офіційний сайт Укргідроенерго [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uhe.gov.ua>.
12. Міжнародна асоціація гідроенергетики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.hydropower.org>.
13. Стратегія розвитку малої гідроенергетики України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://hydrostrategy.ua>.

14. European Small Hydropower Association. Small Hydropower: Current Status and Future Prospects. – Brussels, 2019. – 324 p.
15. Wagner H., Mathur J. Introduction to Hydro Energy Systems. – Springer, 2018. – 275 p.
16. IRENA (International Renewable Energy Agency). Hydropower: A Renewable Energy Perspective. – Abu Dhabi, 2020. – 89 p.