

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Ефективність застосування ГЕС для електропостачання
споживачів**

Виконав: студент **4** курсу, групи **ЕТЗ-41**

напряму підготовки (спеціальності)

**141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»**

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

	<hr/>	Левчук М.М. (прізвище та ініціали)
Керівник	<hr/>	Лупенко А.М. (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	<hr/>	Мовчан Л.Т. (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	<hr/>	Тарасенко М.Г. (прізвище та ініціали)
Рецензент	<hr/>	Габрусєв Г.В. (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра. Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії. Кафедра електричної інженерії, група ЕТз – 41. - Т. : ТНТУ, 2023.

Обсяг кваліфікаційної роботи становить 77 сторінок. В роботі міститься 21 рисунок, 15 таблиць, 17 літературних джерел.

Кваліфікаційна робота бакалавра виконана на підставі завдання на тему: «Ефективність застосування ГЕС для електропостачання споживачів».

Метою роботи є: підвищення ефективності роботи гідроелектростанцій та збільшення обсягів генерування ними електричної енергії.

Об'єктом дослідження є: процес формування основних параметрів енергоефективності трубних пропелерних гідротурбін.

Перелік ключових слів:

РУХ РІДИНИ, МАЛА ГІДРОЕНЕРГЕТИКА, ГІДРОТУРБИНА, ГІДРОЕНЕРГЕТИЧНИЙ ПОТЕНЦІАЛ, МІНІ ГЕС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КУТ НАХИЛУ ЛОПАТОК, ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА.

ЗМІСТ

с.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	6
ВСТУП	7
1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	9
1.1 Виклики та можливості гідроенергетики в Україні	9
1.2 Розвиток малої гідроенергетики в Тернопільській області	14
1.3 Висновки до розділу 1	20
2 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	22
2.1 Класифікація гідротурбін ГЕС	22
2.2 Дослідження ефективності робочих коліс ГЕС	25
2.3 Моделювання руху рідини в робочому колесі турбіни ГЕС	33
2.4 Вплив нахилу лопаті на швидкість та тиск рідини в гідроагрегаті	35
2.5 Аналіз економічної ефективності проекту	37
2.6 Висновки до розділу 2	40
3 РОЗРАХУНКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	41
3.1 Розрахунок характеристик лопатей робочого колеса гідротурбіни	41
3.2 Розрахунок характеристик трилопатевої гідротурбіни	57
3.3 Розрахунок характеристик дволопатевої гідротурбіни	63
3.4 Висновки до розділу 3	68

	5
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	69
4.1 Умови безпечної експлуатації гідротехнічних споруд на ГЕС	69
4.2 Правила безперебійної роботи гідротурбінного обладнання	71
4.3 Заходи для забезпечення безперебійної роботи електрообладнання	72
4.4 Шляхи запобігання виникнення пожежі	74
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	75
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	76

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ГЕС	Гідроелектростанція;
МГЕС	Мала гідроелектростанція;
ГП	Гідроенергетичний потенціал;
АЕС	Атомна електростанція;
ТЕС	Теплова електростанція;
ККД	Коефіцієнт корисної дії.

ВСТУП

Актуальність теми роботи. В Україні, зокрема в Тернопільській області, швидкими темпами розвивається мала гідроенергетика. Однак енерго-ефективність малих ГЕС, в тому числі й новозбудованих, залишає бажати кращого: їх ККД дуже часто не перевищує 50 – 60 %, хоча сучасний рівень розвитку науки й техніки дозволяє забезпечувати величину цього показника не нижчою 75 – 80 %. Мають місце прорахунки в проектуванні, точні розрахунки технологічних процесів на малих ГЕС не виконуються, гідротурбінне обладнання не завжди повністю відповідає конкретним місцевим умовам експлуатації. Кафедра електричної інженерії Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя вже декілька десятків років співпрацює з підприємствами, які споруджують малі ГЕС, однак переважно на громадських засадах, що не дозволяє розкрити і втілити в життя весь потенціал можливостей підвищення енергетичної ефективності малої гідроенергетики. Реалізація цього проекту дозволить відчутно збільшити річне виробництво електроенергії за рахунок якісного підвищення їхнього технологічного рівня, а останнє і є тою метою, досягнення якої ми всі прагнемо, намагаючись хоч у чомусь відповідати стандартам промисловості розвинених країн.

Останнім часом багато науковців у нашій країні займались проблемами енергетичної ефективності гідротурбін, досліджували енергоефективність гідротурбін, такі вчені: Алексапольский Д. Я., Зінь М. М. та ін. І не дивлячись на інтерес до проблем гідроенергетики, ще потрібно досліджувати та проводити розрахунки ефективності гідротурбін на малі напори, нижче 5 м. Недосліджені питання та інтерес до гідроенергетики визначили актуальність роботи з підвищення енергоефективності малих ГЕС на базі турбін з підвідними трубопроводами сифонного типу.

Основною перевагою розрахунку гідротурбін малого діаметру є можливість застосування асинхронного чи синхронного генератора заводського

вироб-цтва без додаткових редукторів та інших механізмів, що в свою чергу вплине на вартість самого гідроагрегату та його обслуговування.

Метою кваліфікаційної роботи є: підвищення ефективності роботи малих гідроелектростанцій та збільшення обсягів генерування ними електричної енергії.

Реалізація цього проекту дозволить відчутно збільшити річне виробництво електроенергії. Завдяки цьому на аналогічну величину знизиться виробництво електроенергії на ТЕС і АЕС, які забруднюють довкілля шкідливими викидами. За рахунок цього також зростуть відрахування в державний та місцеві бюджети. Будуть створені нові робочі місця, нові замовлення одержать вітчизняні підприємства, що випускають обладнання для ГЕС.

Структура роботи. Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, чотирьох розділів, висновків та переліку посилань.

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Виклики та можливості гідроенергетики в Україні

Сьогодні багато вітчизняних і закордонних інвесторів прагнуть вкласти гроші в нетрадиційну енергетику, особливо в гідроенергетику. Малу гідроенергетику підтримували і продовжують підтримувати, як теперішній так і минулі уряди починаючи з 1991 році, але з 2009 року почалось фінансування гідроенергетики у вигляді тарифних і податкових пільг, що має тривати до кінця 2030 року.



Рисунок 1.1 – Гідрологічні зони в Україні

Фахівці вважають, що мала гідроенергетика нині переживає начебто друге народження. Останнім часом у світі на великих річках було збудовано десятки великих ГЕС, при їх будівництві були затоплені величезні території, знищено сільськогосподарські угіддя, сади, ліси, порушено гідравлічні режими руху річок, що спровокувало їх деградацію, а з іншого боку, невелика частина електроенергії, яку виробляли ці великі ГЕС у загальному обсязі електроенергії,

продукованої ГЕС та АЕС. Тому почало виникати питання про раціональність будівництва великих ГЕС. Їх величезна вартість, наявність дуже невеликого числа географічно придатних для будівництва регіонів, значний екологічний збиток, підтоплення територій, замулення, мор риби та ін.

Тому постало питання пошуку шляхів виходу з ситуації, одним з яких стало повернення до малої гідроенергетики. Приріст виготовлення обладнання для малих ГЕС (гідротурбін потужністю від 0,5 до 10 кВт) з 2005 по 2020 рр в СНД складає 700 одиниць. Малі ГЕС СНД технічно можуть освоїти близько 500 млрд кВт·год (близько 23 %). Велику ефективність малої гідроенергетики в Україні та інших країнах Європи було підтверджено у 2015-2020 роках шляхом введення в експлуатацію однієї тисячі ГЕС, які здатні забезпечувати екологічною електроенергією населені пункти, ферми, окремі промислові зони, заводи, робітничі містечка.

В середині ХХ ст. внаслідок швидкого розвитку енергетики на базі великих теплових та атомних електростанцій, потужних і надпотужних ГЕС, які будувались з повним ігноруванням екологічних наслідків, велика кількість малих ГЕС було виведено з експлуатації, законсервовано або знищено.

Нині в Європі функціонує понад 45 тис. ГЕС потужністю 50 - 5000 кВт, в країнах Азії більше ста тисяч. В Скандинавських країнах та у Європі з допомогою ГЕС виробляється близько 90 % електроенергії.

Відроджені і заново побудовані останнім часом малі ГЕС відрізняються ступенем автоматизації.

Для вдосконалення турбін для ГЕС вагомий вклад зробили інженери з Франції, які запропонували застосовувати турбіну грушоподібної форми і яка виявилась універсальною для виробництва екологічно-чистої електричної енергії. Для ГЕС з такою турбіною не потрібна гребля, її можна встановлювати у місцях нижче потоку греблі. Сьогодні, перспективною є мініатюрна гідроелектростанція «Hydrolec» (розроблена фірмою «Leroy-Somer») така ГЕС здатна виробляти до 4 кВт енергії при перепаді рівнів води всього 0,9 м.

Інформація, яку подано табл. 1.1, доводить, що будівництво ГЕС,

набагато ефективніше з економічної точки зору, за будівництво сонячної чи вітрової стації однакової потужності.

Таблиця 1.1 - Переваги малої гідроенергетики та ефекти, які вони забезпечують

№ з/п	Назва переваги	Опис переваги	Ефект, який забезпечує перевага
1	2	3	4
1	Наявність історичних традицій	Використання гідроенергії для вироблення механічної й електричної енергій має в Україні давні історичні традиції. Заслугує великої уваги, наприклад, те, що в середині ХХ століття в Україні діяло більше тисячі установок. Звідси випливає, що мала гідроенергетика не є чимось новим для нашої країни. Потрібно лише відновити всі ці гідроустановки згідно з останніми досягненнями науки і техніки, а також за необхідності дооснастити їх технікою, яка дозволить ефективно виробляти електричну енергію.	Збір і опрацювання інформації про місця розташування водяних млинів і малих ГЕС, які діяли в Україні в 40-60-х роках ХХ століття і які на сьогоднішній день залишаються закинутими, зруйнованими чи переобладнаними, полегшує пошук майданчиків для інвесторів, які хочуть інвестувати в розвиток малої гідроенергетики з тим, щоб на цих майданчиках успішно запрацювали сучасні вискоелективні малі ГЕС.
2	Забезпечує збереження природних ландшафтів	Малі ГЕС, є дуже компактними. Вони у переважній більшості випадків гармонічно вписуються в місцеві природні ландшафти, навіть змінюючи їх у деяких проектах в кращу сторону.	Місцеве населення вітає спорудження малих ГЕС на своїй території. На відміну від сучасних промислових ВЕС, коли лопаті її установок повертаються, створюючи при цьому неприємний низькочастотний шум. Малі ГЕС не займають таких великих територій, як, наприклад, сучасні промислові мультимегаватні СЕС, які так само, як і ВЕС, є абсолютно недоречними у будь-якому природному ландшафті.
3	Коеф. потужності	Коеф. K_H ГЕС перевищує показники для СЕС та ВЕС. Для правильно спроектованої малої ГЕС, він дорівнює 30–70 %. Що визначається відносно високою стабільністю гідроенергії: вода у річках тече постійно протягом року. Але витрати води крізь агрегати малих ГЕС.	Обладнання, яке встановлене на ГЕС, використовується ефективніше за те, що встановлене вітро або сонячних станціях що досягається, за рахунок більшого значення K_H , виробляє більше електроенергії, ніж 1 кВт потужності.
4	Коеф. завантаження	Коеф. K_T для малих гідроелектростанцій перевищує показник для сонячних електростанцій.	Обладнання, яке встановлене на малій ГЕС, використовується ефективніше. Основне обладнання малої ГЕС більше часу працює і менше часу простоє порівняно з аналогічним обладнанням СЕС або ВЕС.

Для нормального функціонування ГЕС потрібен час, близько одного року щоб досягти проектної потужності (АЕС – від 10 до 12 р.).

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
5	Вищий коефіцієнт корисної дії	Коефіцієнт корисної дії (ККД) малої ГЕС вищий порівняно з аналогічним показником ВЕС або СЕС (ККД малої ГЕС становить приблизно 80 %).	Устаткування, яке встановлене на ГЕС, використовується ефективніше, ніж обладнання за те що встановлюється на вітро або сонячних станціях.
6	Вищі питомі доходи	Причини цього наступні: малі ГЕС характеризуються вищими K_n , K_f і ККД.	Мала ГЕС за 1 рік виробить більше електроенергії. Відповідно, за умови однакового тарифу на вироблену енергію мала ГЕС забезпечить <i>дохід від продажу електроенергії</i> , ніж ВЕС або СЕС аналогічної потужності. Діючи на цей час в Україні тарифи на електроенергію, що вироблена з використанням різних альтернативних джерел, частково зменшують перевагу малих ГЕС.
7	Інвестиції	Інвестиції в малу гідравлічну енергетику в переважній більшості випадків нижчі, ніж у сонячну та вітряну. Це пояснюється відносно високою концентрацією гідравлічної енергії: потік води, який протікає крізь гідротурбіну низьконапірної малої ГЕС. Крім того, коефіцієнт використання цієї енергії малою ГЕС – найвищий (приблизно 75–80 %). З зазначеного випливає, що обладнання малих ГЕС має менші масогабаритні показники з розрахунку на 1 кВт встановленої потужності у порівнянні з обладнанням вітрових і сонячних станцій.	Вкласти кошти в будівництво ГЕС можуть будь які інвестори, тому що в цій підгалузі альтернативної енергетики 1 кВт встановленої потужності – найдешевший, а віддача від нього – найвища.
8	Менший період окупності капіталовкладень	Період окупності капіталовкладень в гідроенергетику на сьогодні менший за інші галузі.	Вкласти кошти в гідроенергетику ризиковано, ніж у сонячну або вітряну. Це пов'язано з тим, що у випадку малої ГЕС потрібно менше часу для того, щоб всі кошти, які були витрачені на проект, повернулися їх власнику за рахунок доходів від продажу виробленої на цій станції електроенергії. Крім того, у випадку залучення кредиту витрати на повернення відсотків будуть нижчими завдяки можливості погашення цього кредиту протягом меншого проміжку часу.

Малі-, мікро- та міні ГЕС є екологічними спорудами, їх діяльність не генерує шкідливих викидів у воду, ґрунт чи атмосферу. ГЕС проектуються з такими умовами, щоб співіснувати з мешканцям прилеглих територій, не заважати туристам і відпочиваючим. З цього випливає, що новітні малі-, мікро- та міні ГЕС повинні комплектуватися високоефективним обладнанням з мінімальним рівнем шуму. Тому в процесі компонування обладнання ГЕС рекомендується застосування без редукторних гідроагрегатів.

В табл. 1.2 подані основні організаційні проблеми, які можуть виникати під час спорудження малих ГЕС, а також запропоновано шляхи щодо їх вирішення.

Таблиця 1.2 - Організаційно-технічні проблеми які можуть виникати під час спорудження ГЕС, та методи їх розв'язання

№ з/п	Назва проблеми	Опис проблеми	Методи розв'язання проблеми
1	2	3	4
1	Особливості місцезнаходження ГЕС	Місцезнаходження ГЕС прив'язане до озер, річок, ставків та ін.	Методи розв'язання проблеми відсутні. Будівництво ГЕС поза водними об'єктами неможливе.
2	Водоохоронні зони	В Україні кожна річка має водоохоронну зону, де з екологічних міркувань заборонено займатися промисловим виробництвом. Загальна ширина залежить від річки.	Ділянка на якій має бути споруджена ГЕС має бути виведена з юридичної належності до водоохоронної зони.
3	Рекреаційні зони	Є рекреаційними зонами, де з соціальних міркувань заборонено здійснювати будь-яку господарську діяльність.	Ділянка на якій має бути споруджена ГЕС має бути виведена з юридичної належності до рекреаційної зони.
4	Парки та інші природоохоронні зони	Дуже часто річки протікають територіями національних природних парків та інших природоохоронних зон, де з екологічних міркувань законодавство забороняє займатися гідроенергетикою.	Ділянка на якій має бути споруджена ГЕС має бути виведена з юридичної належності національного природного парку зони.
5	Грунтові води	Підняття рівня води на один, два або навіть більше метра може спричинювати підтоплення.	1. Компенсація коштами для населення, яке попадає в зону будівництва ГЕС 2. Зміна майданчика ГЕС. 3. Зменшення розрахункового рівня води у верхньому б'єфі та втілення таких проектних рішень в робочому проекті малої ГЕС, які на 99 % будуть забезпечувати гарантію його непадіння під час експлуатації малої ГЕС.
6	Екологічні загрози	В горах основним способом будівництва ГЕС є <i>дериваційний спосіб будівництва</i> . Це може викликати повне знищення великих ділянок (декілька кілометрів) основних русел річок, зникненням звичної для тієї чи іншої місцевості річкової флори і фауни, зменшенням туристичної привабливості місцевості тощо	Застосування трубної деривації під час спорудження малих ГЕС потрібно дуже детально узгоджувати з усіма зацікавленими сторонами, насамперед з місцевими громадами і екологами. Навіть одна людина, яку не влаштовує спорудження трубнодериваційної малої ГЕС, повинна мати право «вето» на блокування рішення щодо її спорудження.

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4
7	Індивідуальність проектів малих ГЕС	Проекти ГЕС незалежно від дати їх розробки характеризуються певними індивідуальними особливостями та ін., усе це є причиною високої вартості проектних робіт у сфері малої гідроенергетики.	Держава повинна створити організацію, котра б протягом стислого періоду часу – за 3–5 років – розробила проекти ГЕС від – мікро- до міні- ГЕС. Таке рішення дозволило б здешевити такі проекти, створити «банк проектів малих ГЕС» (де інвестори могли б купити проект ГЕС за уподобанням і можливостями), зекономити дорогий час багатьох фахівців і прискорити розвиток малої гідроенергетики в Україні.
8	Підвищення рівнів води	У верхньому б'єфі гідроелектростанції підтримують високий рівень води	1. Перенесення будівельного майданчика ГЕС, з . 2. Постійне чищення русла річки у верхньому б'єфі. Виконання заходів 1, 2 і 3 повинно здійснюватися комплексно. 3. Зменшення рівня у верхньому б'єфі до певного мінімуму у паводків під час експлуатації ГЕС.
9	Обмеженість потужності ГЕС	ГЕС будують з обмеженою потужністю до 10000 кВт. Відповідно, обмежене виробництво електроенергії і обмежені прибутки з її продажу.	Для розширення бізнесу у сфері малої гідроенергетики необхідно збільшувати кількість малих ГЕС, а не їх <i>одиничну потужність</i> .
10	Обмеженість потужності об'єктів малої гідроенергетики гідрологічним характеристикам	Основні обмеження – середньорічна витрата води у річці і максимально можливий перепад рівнів води (<i>напір</i>) на гідроспорудах ГЕС, якого вдається досягнути за умови не нанесення збитків природі та населенню, що проживає поблизу.	Річки мають комплексне народногосподарське значення.

Таким чином сьогодні можна говорити тільки про кількісний розвиток в галузі гідроенергетики. Ефективність гідроелектростанцій можна підвищувати до будь якого значення, коли це вигідно усім виробникам електроенергії. Але натомість держава повинна компенсувати виробникам витрати у вигляді податкових пільг чи підвищених тарифів.

Отже гідроенергетика України це галузь, що володіє величезним потенціалом та має всі можливості для розвитку.

1.2 Розвиток малої гідроенергетики в Тернопільській області

Використання потенціалу водних ресурсів для виробництва електроенергії має велике значення для сталого розвитку регіону. Тернопільська

область, розташована в західній частині України, володіє значним гідроенергетичним потенціалом, який може бути використаний для задоволення енергетичних потреб регіону.

На території області протікають численні річки та потоки, які створюють сприятливі умови для розміщення гідроенергетичних об'єктів. Найбільші річки Тернопільщини - Дністер та Серет. Вони мають значний потенціал для виробництва електроенергії завдяки своїм водним ресурсам і перепадам висот на деяких ділянках. Крім того, у області є також невеликі річки, які також можуть бути використані для гідроенергетики.

Зокрема кафедра електричної інженерії виконала проект Бережанської мікроГЕС та Мишковицької мікроГЕС дериваційного типу.

Мишковицька ГЕС розташована на річці Серет, в мальовничому краєвиді біля села Мишковичі. Вона була споруджена з метою використання гідроенергії для виробництва електроенергії та забезпечення потреб місцевого населення.



Рисунок 1.1 – Фото шлюзу Мишковицької мікроГЕС

Головними компонентами гідроелектростанції є турбіни та генератори. Вода прокачується через водоводи до турбін, які використовують рух води для приведення в дію генераторів. Генератори перетворюють механічну енергію води в електричну енергію, яка подається в електричну мережу для подальшого її використання.



Рисунок 1.2 – Фото турбін Мишковицької мікроГЕС

Проект Бережанської мікроГЕС включав в себе проект машинного майданчика станції, підбір гідротурбін та електрогенераторів, розрахунок і проектування пласкоремінної та клиноремінної силових підвищувальних передач, робочих коліс гідротурбін, штампів для виготовлення заготовок робочих лопатей гідротурбін (зі створенням 3D-моделі штампів), відсмоктувальних труб гідротурбін, вхідного трубного переходу прямокутник-круг (зі зменшенням площі прохідного поперечного перерізу) для турбінного водогону, сміттєза-тримувальних ґраток й ін.

Проект втілено в життя: мікроГЕС змонтовано та введено в експлуатацію. Пригребельна гідравлічна електростанція розташована на річці Золота Липа нижче дамби міського ставу в м. Березани.



Рисунок 1.3 – Фото шлюзу Березанської мікроГЕС



Рисунок 1.4 – Фото шлюзу Бережанської мікроГЕС

Особливість цього проекту полягає в тому, що Бережанська мікроГЕС є гідроелектростанцією, яку в Тернопільській області вперше після 1963 року споруджено у новому створі. Вона також є першою і поки що (на жаль) єдиною діючою ГЕС на річці Золота Липа в межах Тернопільської області. Впродовж майже 53-х років (починаючи з кінця 1963 р. і аж до другої половини 2016 р.) на Тернопільщині нові малі ГЕС не зводилися (лише відновлювалися та реконструювалися закинуті станції, переобладнувалися водяні млини у ГЕС тощо). Відтак Бережанську мікроГЕС можна сміливо назвати найновішою малою ГЕС Тернопільської області і такою, що була споруджена вперше після 53-річної перерви у розвитку гідроенергетики області на базі абсолютно нових створів. До цього часу титул найновішої носила Касперівська ГЕС на р. Серет. Правда, у Бережанах до кінця 60-х років ХХ століття успішно функціонувала «стара» мала ГЕС, але вона була розташована у зовсім іншому місці, ніж сучасна гідроелектростанція.

Продовжуючи дослідження гідроенергетичного потенціалу Тернопільської області, можна вказати на деякі можливості й перспективи для подальшого розвитку цієї галузі:

1. Модернізація існуючих гідроелектростанцій: можливість модернізації старих гідроелектростанцій, що дозволить підвищити їх ефективність та потужність. Це може бути досягнуто за допомогою встановлення нового обладнання, що забезпечуватимуть оптимальне використання гідроенергії.

2. Малі гідроелектростанції: можливість будівництва малих гідроелектростанцій на невеликих річках і потоках області. Малі гідроелектростанції можуть бути ефективним рішенням для використання невеликих водних ресурсів і виробництва електроенергії на місці споживання, сприяючи розвитку віддалених районів.

3. Енергетичне співробітництво: можливість співпраці з сусідніми регіонами або країнами, що мають розвинену гідроенергетику. Обмін технологіями, знаннями та досвідом може сприяти розвитку гідроенергетичного сектора в Тернопільській області.

4. Дослідження потенціалу річкових систем: проведення детальних досліджень річкових систем області з метою визначення їхнього гідроенергетичного потенціалу. Це дозволить ідентифікувати нові місця для можливого розміщення гідроелектростанцій та оптимізувати їх проектування.

5. Розвиток екологічно виправданих рішень: забезпечення екологічно прийнятних рішень та впровадження заходів компенсації для збереження екосистеми та природних ресурсів регіону. Це може включати впровадження системи штучних водоскидів, збереження та відновлення рибних видів, збереження річкових угідь та інші заходи.

Розвиток гідроенергетики в Тернопільській області може принести неабиякі бонуси для економіки, а також зменшення залежності від імпортованої енергії та сприяння сталому розвитку регіону. Проте, важливо забезпечити баланс між енергетичними потребами та збереженням екологічної рівноваги, здійснюючи ретельне планування, оцінку ризиків та ефективне управління гідроенергетичними проектами.

1.3 Висновки до розділу 1

1. Аналіз літературних джерел показав, що енергоефективність малих ГЕС, в тому числі й новозбудованих, залишає бажати кращого: їх ККД дуже часто не перевищує 50 – 60 %, хоча сучасний рівень розвитку науки й техніки дозволяє забезпечувати величину цього показника не нижчою 75 – 80 %.

2. Робоче колесо є найвідповідальнішою деталлю турбіни, яка визначає її енергетичну ефективність та ККД.

3. Реалізація проекту дозволить довести ККД цих станцій до рівня, що відповідає рівню (або перевершує його) кращих вітчизняних та/або зарубіжних аналогічних об'єктів. А також дозволить поліпшити якість життя значного прошарку громадян в населених пунктах, де вже розташовані чи ще будуть споруджені малі ГЕС. Поліпшиться інфраструктура на місцях за рахунок

реалізації соціальних пакетів. Будуть створені нові робочі місця. Поблизу ГЕС, на безпечній відстані від них, створюються відпочинкові зони, пляжі тощо.

2 ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Класифікація гідротурбін ГЕС

Однією з основних ознак класифікації гідроелектростанцій є встановлена потужність ГЕС. Відповідно до цієї класифікації ГЕС ділять на п'ять категорій: великі, середні, малі, міні, мікро. Також ГЕС поділяють за типом гідротурбін.

Конструктивні та технологічні відмінності між ГЕС остаточно не визначені та регламентуються до конкретних технічних умов ГЕС (табл. 2.1) [5].

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	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	1
Міні-ГЕС	1	0,5	1	-	2	10
Малі ГЕС	30	5	10	20	5	30-50

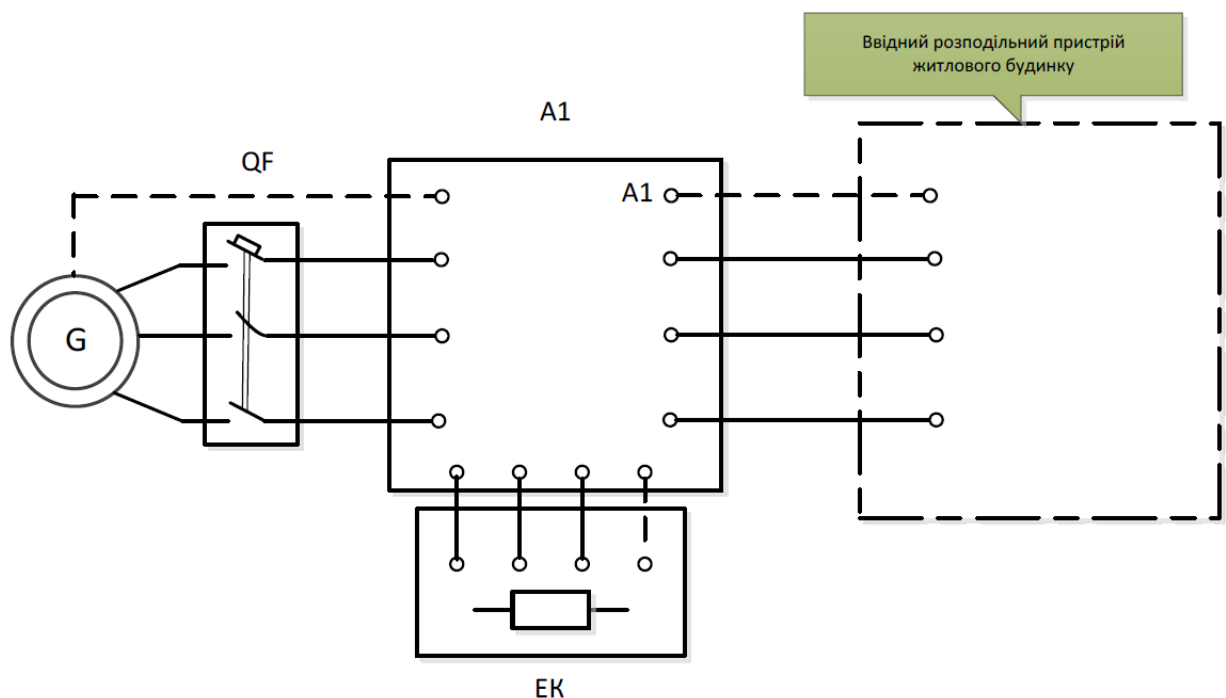


Рисунок 2.1 – Принципова схема мікроГЕС

Першою серед великої різноманітності гідротурбін є Турбіна Пелтона , або як її ще називають ковшова її ефективний робочий напір перебуває у межах від 100 до 1000 м. Розріз турбіни наведено на рис.2.2.

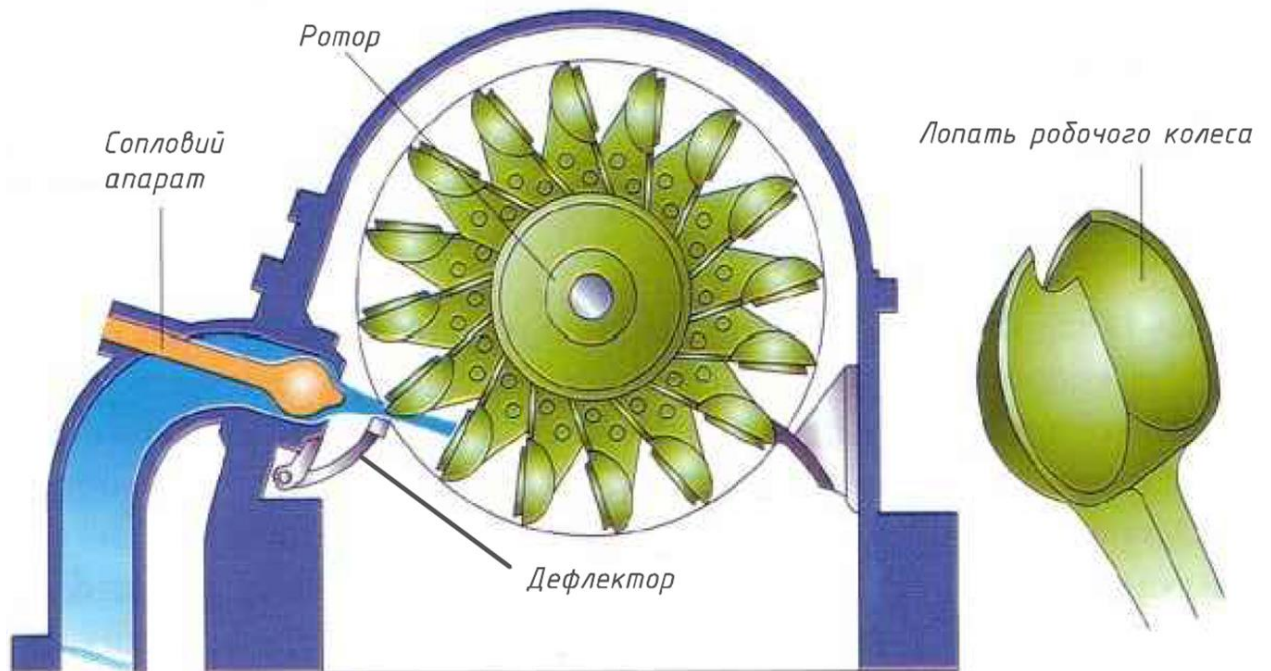


Рисунок 2.2 – Турбіна Пелтона (ковшова)

Ще однією турбіною є турбіна Френсіса з ефективним робочим напором від 40 до 550 м. Загальний вигляд турбіни і її робочого колеса наведено на рис. 2.3.

Ще однією є турбіна Мішеля - Банкі, або турбіна поперечного потоку. Характерною особливістю цієї турбіни є те що робоче колесо виконане у вигляді білячої клітки. Її ефективний робочий напір коливається в межах від 5 до 200 м. Турбіну наведено на рис. 2.4.

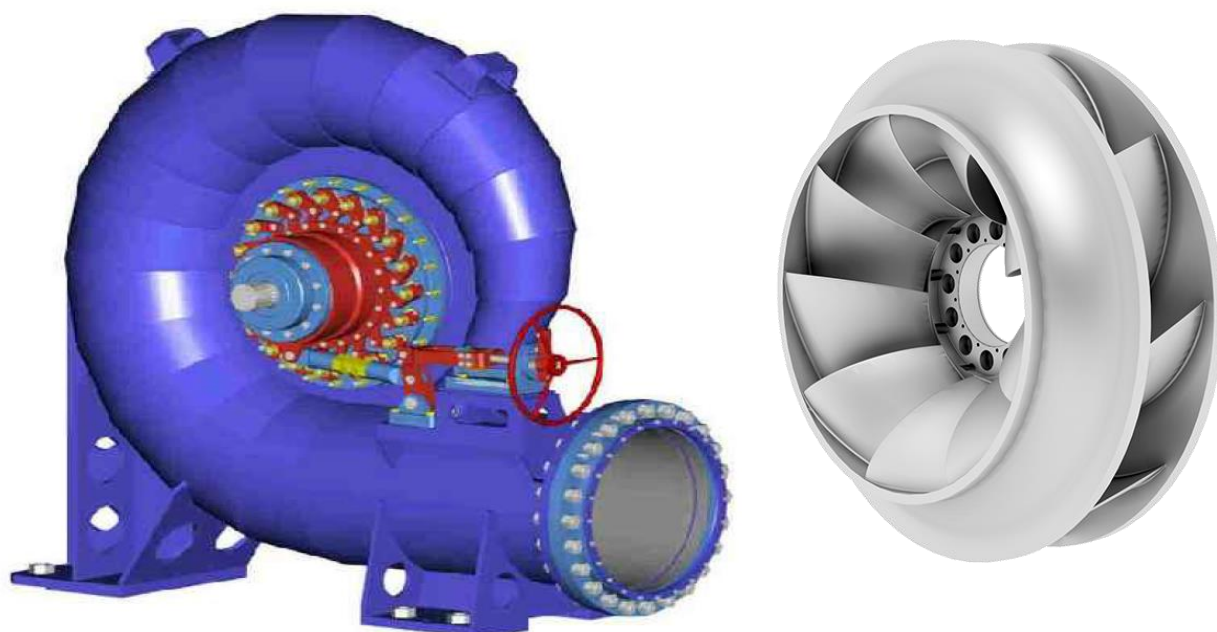


Рисунок 2.3 – Турбіна Френсіса (радіально-осьова)

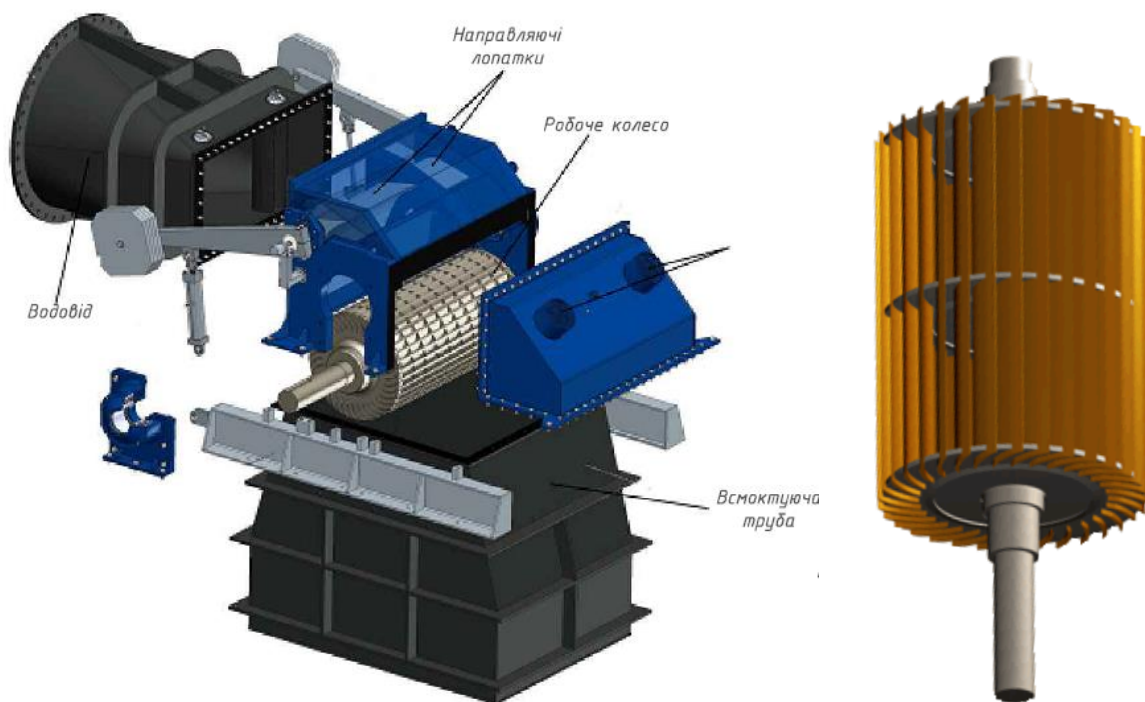


Рисунок 2.4 – Турбіна Мішеля - Банкі (поперечного потоку)

Існує дуже великий потенціал розвитку малої гідроенергетики на базі низьконапірних мікро ГЕС. Для таких гідроелектростанцій найдоцільнішим є використання пропелерних, або поворотно лопатевих гідротурбін Каплана див. рис. 2.5. Їх основною перевагою є висока швидкохідність і висока кавітаційна

стійкість при малих напорах. Для напорів від 3 до 10 м використовуються Як правило 4 лопатеві турбіни. Якщо напір складає не більше 5 м то швидкість обертання робочого колеса не перевищує 400 об. хв, що вимагає застосовувати дуже дорогі низько оборотні електрогенератори або підвищувальну передачу внаслідок чого підвищується вартість гідроагрегату і знижується його енергоефективність. Для вирішення цієї проблеми в 3 розділі магістерської роботи нами було здійснено дослідження швидкохідності 2 і 3 лопатевих робочих коліс.



а) пропелерна

б) поворотнолопатева

Рисунок 2.5 – Турбіна Каплана

2.2 Дослідження ефективності робочих коліс ГЕС

Коефіцієнт швидкохідності являє собою кількість обертів колеса, геометрично подібному такому, що створює певний напір при певній витраті потужності. У якості подібної гідротурбіни було взято гідротурбіну діючої гідроелектростанції у м Бережани. З Характеристиками даної гідротурбіни можна ознайомитися у табл.2.2.

Таблиця 2.2 – Робочі характеристики чотирилопатевого робочого колеса Т-90

Розрахункові величини	Позначення	Кількість
Діаметр робочого колеса	$D, \text{ м}$	0,9
Напір	$H, \text{ м}$	3,7
Витрата води крізь гідротурбіну	$Q, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	3,24
Потужність	$P, \text{ кВт}$	108
Швидкість обертання робочого колеса	$n, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$	350
ККД	$\eta, \%$	91,8

Швидкохідність осьових робочих коліс, як правило, вища ніж радіально – осьових, тому їхнє застосування приводить до зменшення габаритних розмірів конструкції в загальному [2].

Однак на ряду з вказаними перевагами осьові турбіни мають значний недолік – відносно великий коефіцієнт кавітації, що потребує великого занурення турбіни.

З метою покращення кавітаційних властивостей, зазвичай збільшують число лопатей, що приводить до збільшення діаметру втулки робочого колеса. Збільшення втулкового відношення викликає зростання швидкостей в робочому колесі і відповідного погіршення кавітаційних характеристик. Тому зараз область застосування звичайних вертикально осьових гідротурбін обмежується, як правило, напорами до 70 м з числом лопатей $z = 8 - 10$ і втулочним відношенням $\bar{d} = \frac{d_{\text{вг}}}{D_1} \leq 0.65$.

В залежності від напору, на ГЕС застосовуються наступні типи осьових гідротурбін:

1. Низьконапірні ($H = 3 - 15 \text{ м}$);
2. Середнього напору ($H = 15 - 40 \text{ м}$);
3. Високого напору ($H = 40 - 80 \text{ м}$).

Сучасні осьові гідротурбіни мають високі енергетичні властивості. ККД потужних осьових турбін в оптимальному режимі досягає 93 – 94%. Великі успіхи в розвитку турбін цього типу досягнуті за останні роки завдяки широкому застосуванню гідродинамічних методів розрахунку і дослідження проточної частини робочих коліс.

Основні визначення і залежності для одиничного профіля і решітки профілів

Перед тим як перейти до розрахунку лопатевих систем робочих коліс осьових гідротурбін, слід зупинитися на деяких особливостях потоку в осьовому робочому колесі.

Вважають, що поворот потоку з радіального напрямку в осьовий повністю здійснюється до робочого колеса, а в самому колесі рідина рухається в осьовому напрямку. Відповідно рахується, що поверхні потоку в осьовому робочому колесі являються циліндричними поверхнями. Такий рух можливий, якщо радіальні складові абсолютних швидкостей рідини в робочому колесі рівні нулю або складають невелику кількість. В цьому випадку потік в осьовому робочому колесі ніби складається з циліндричних шарів. Припущення отримало назву *гіпотези циліндричних перерізів*.

Як показують дослідження потоку на вході і виході з робочого колеса, це припущення цілком реальне для оптимального і близьких до нього режимів.

Циліндричні поверхні потоку перетинають лопаті робочого колеса. Розгорнувши циліндричний переріз на площині вліво і вправо, отримують плоску ґратку профілів (рис. 2.6, 2.7), що омивається плоскопаралельним потоком.

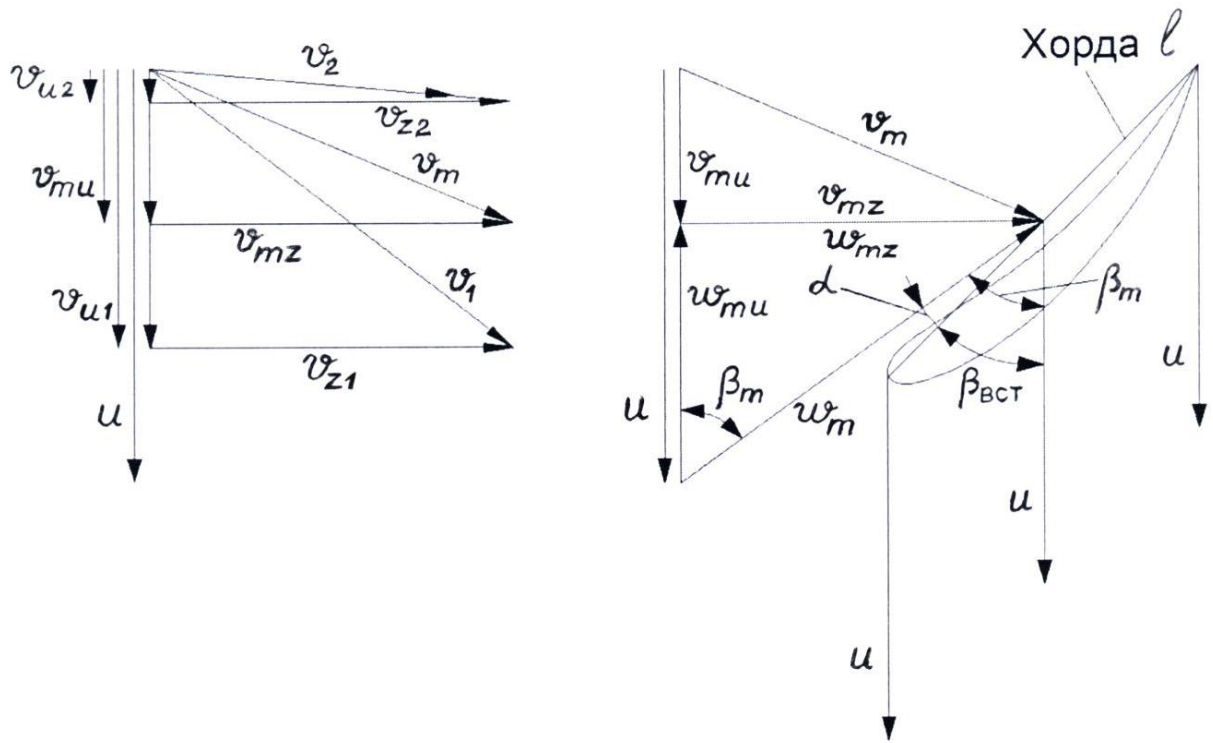


Рисунок 2.6 - Основні співвідношення в потоці через осьове робоче колесо та трикутники швидкостей на вході і виході з ґратки.

Таким чином, обертання ґраток навколо осі робочого колеса заміняє їх поступальним прямолінійним рухом на площині зі швидкістю $u_i = r_i \omega$, де r_i — радіус розміщення ґратки на поверхні що розглядається; ω — кутова швидкість обертання робочого колеса.

При такій розрахунковій схемі потоку через ґратки профілів доцентрове прискорення і прискорення Кориоліса дорівнює нулю. Відповідно, при визначенні основних співвідношень для прямої ґратки можна розглядати, як абсолютний, так і відносний потоки [2].

Так як вільний абсолютний потік в робочому колесі приймається потенціальним, то крива швидкості і її проекція на осі координат рівні нулю $\Omega_u = \frac{dv_r}{dz} - \frac{dv_z}{dr} = 0$, тобто $\frac{dv_r}{dz} = \frac{dv_z}{dr}$. Якщо припустити, що рух рідини в робочому колесі проходить по циліндричній поверхні потоку, для якого $v_r = 0$, тоді $\frac{dv_r}{dz} = \frac{dv_z}{dr} = 0$, тобто осьова швидкість потоку вздовж розмаху лопаті постійна $v_z = const$.

Таким чином для потенціального циліндричного потоку в осьовому робочому колесі існують наступні залежності:

$$v_u r = \text{const}; v_z = \text{const}; v_r = 0 \quad (2.1)$$

При прийнятих припущеннях циркуляція вздовж розмаху лопаті рухається постійною і тривимірна задача потоку зводиться до двовимірної задачі незалежного розрахунку плоских прями решіток профілю.

Нижче приведені основні визначення і залежності для одиничного профілю і прямої решітки профілів. Відомо, що мі проекціями швидкостей абсолютного і відносного потоків через робоче колесо існують наступні 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 параметрам: $t = \frac{2\pi r}{z}$ – крок решітки; l – хорда профілю; l/t – густина решітки; t/l – відносний крок; $\beta_{\text{вст.}} = \beta_m - \alpha$ – кут встановлення профіля в решітці; α – кут атаки; $\overline{\omega_m} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ – середня векторна швидкість потоку через решітку профілів; $\Delta v_u = v_{u_1} - v_{u_2}$ – відхилення потоку решіткою.

Лопатева система робочого колеса складається з решіток профілів, кроку, густоти, кута установки, форми профілів і інших величин які являються змінними. Тому розрахунок лопатей зводиться до визначення форми профілів ґраток на різних поверхнях потоку з відповідним їх компонуванням в плавну лопать. Можливі два підходи: розрахункове визначення форми профілю в решітці на задані параметри потоку і прийняте розподілення швидкостей чи тисків вздовж профілю; вибір для заданих умов одиночного профілю чи решітки профілів з відомими гідродинамічними характеристиками.

Хоч осьові робочі колеса мають відносно невелику кількість лопатей ($z = 3 - 8$) в порівнянні з радіально – осьовими ($z = 11 - 19$), взаємний вплив профілів в решітках тут існує і його необхідно враховувати при проектуванні.

Як показали експерименти, характеристики одинарного профілю, розміщеного в решітку заданої густини, суттєво зміняться. Для одинарного

профілю, що омивається невимушеним потоком, підйомна сила і опір визначаються за допомогою наступних рівнянь:

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

де C_y – коефіцієнт підйомної сили профілю;

C_x – коефіцієнт опору;

ρ – густина рідини;

v_∞^2 – квадрат швидкості невимушеного потоку;

l – довжина хорди профілю.

Підйомна сила, щ діє на профіль одиничної ширини, може також визначатись за формулою Н. Є. Жуковського:

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

де Γ – циркуляція навколо одиничного профілю

Прирівнявши праві частини (2.3) і (2.4), отримують залежність між коефіцієнтом підйомної сили і циркуляції навколо профіля:

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

Як відомо, при обтіканні еквівалентної решітки плоских пластин величина коефіцієнта підйомної сили C_y така ж, як і в решітках з викривленими профілями, якщо вони мають однаковий крок і швидкість потоку ω_m . З іншої сторони, величина коефіцієнта підйомної сили C_y при обтіканні безкінечно тонкої пластини:

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

Пластина, розміщена в решітці під тим же кутом атаки, має своє значення коефіцієнта 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 коефіцієнта впливу для решітки плоских пластин при різних кутах встановлення і різних величинах густини решітки були отримані

Вейнігом шляхом розв'язування рівнянь для потенціального потоку через решітку рис. 2.7.

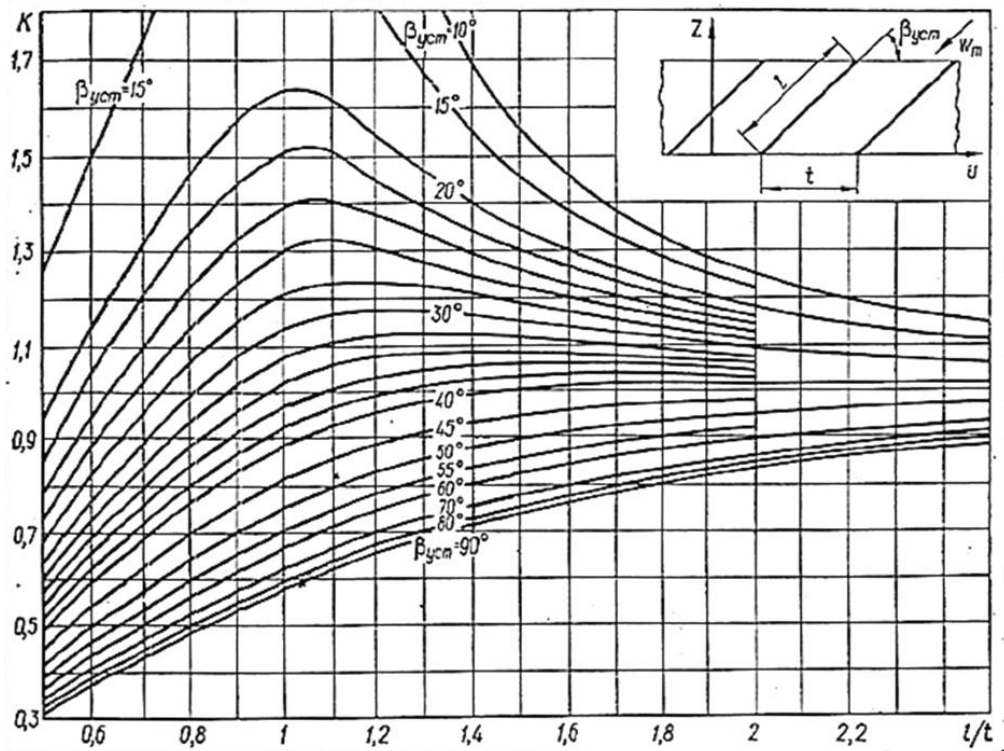


Рисунок 2.7 - Номограма для визначення коефіцієнта впливу ґратки

Методи профілювання лопатей осевого робочого колеса

При визначенні форми профілю в решітці, що обмивається потенціальним плоским потоком, користуються одним з перелічених нижче методів [2]:

1. *Метод розподілення вирів* – використовують для розрахунку нескінченно тонких мало вигнутих профілів в решітках. Вплив профілів моделюється вирами які розміщують за певним законом вздовж скелету профілів. Самі вири розташовують вздовж хорди профілю – в процесі дослідження отримують форму профілів. Побудова профілів кінцевої товщини виконують розрахунковим способом, використовуючи максимальну товщину та закон розподілення товщин.

2. *Метод особливостей* – використовують для розрахунку решіток кінцевої товщини. Дію лопатей на потік заміняють системою вирів, витоків і стоків, розміщених на скелетах профілів. Замкнуту лінію потоку

результуючого відносного потоку приймають за контур профіля кінцевої товщини.

3. *Метод конформних відображень потоку* – в решітці на допоміжну площину за допомогою спеціальних функцій.

4. *Метод підйомних сил* – полягає у виборі з атласу гідродинамічних профілів експериментально відпрацьованого профілю, такий вибір здійснюють для кожної решітки, що дає нам необхідне значення підйомальної сили для заданих умов.

5. Метод заданих умов не часто використовується в інженерній практиці. Найбільшого застосування в практиці розрахунку робочих коліс набув метод особливостей.

Отже при розрахунку робочого колеса потрібно визначитися з такими параметрами:

1. Розрахунковий і максимальний напори;
2. Розрахункова потужність турбіни;
3. Значення ККД і кавітаційного коефіцієнта турбіни в номінальному і оптимальному режимах.

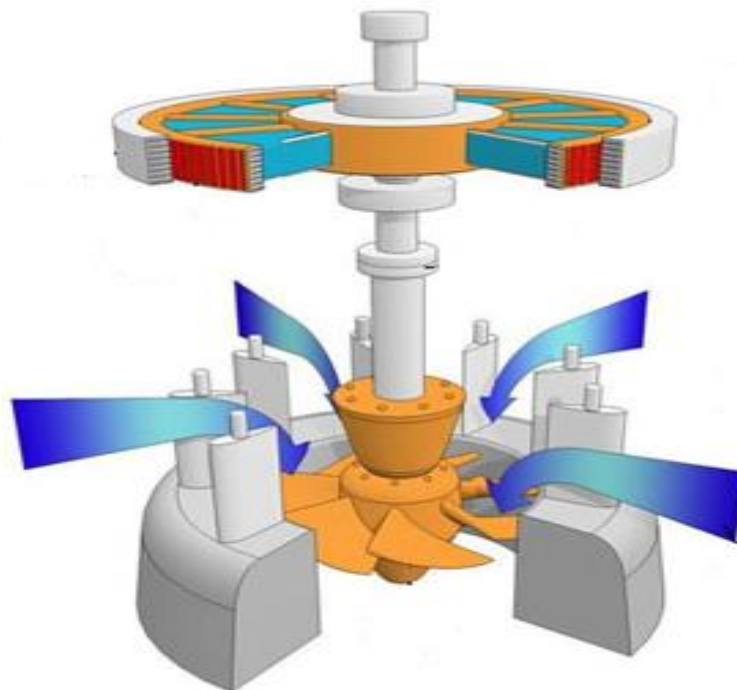


Рисунок 2.8 - Загальний вигляд проточної частини гідротурбіни

4. Розрахунковий і максимальний напори;
5. Розрахункова потужність турбіни;
6. Значення ККД і кавітаційного коефіцієнта турбіни в номінальному і оптимальному режимах.

Необхідно також визначитися з наступними параметрами:

1. Контурами проточної частини турбіни рис. 2.8 для заданого діапазону напорів, використовуючи рекомендовану номенклатуру [2, табл. 22].
2. Значенням приведених величин таких як: витрата Q'_I л/с, швидкість обертання n'_I об/хв, в оптимальному режимі, для яких зазвичай виконують гідродинамічний розрахунок робочого колеса [2, табл. 23].
3. Основними геометричними і гідродинамічними параметрами робочого колеса: число лопатей, густина решітки на різних циліндричних перерізах та ін. [2, табл. 23]. Густину решітки середнього циліндричного перерізу $(l/t)_{cp}$ приймають в залежності від потрібних нам кавітаційних особливостей і оберненості робочого колеса.

2.3 Моделювання руху рідини в робочому колесі турбіни ГЕС

За допомогою програмного забезпечення SolidWorks було побудовано модель робочого колеса Гідротурбіни Каплана (рис. 2.9).

Лопаті турбіни спеціально виготовлені вигнутої форми для того, щоб при проходженні через них потоку води створювались підіймальні сили, також за рахунок реактивного впливу потоку обертається ротор, що і потрібно для виготовлення електричної енергії.

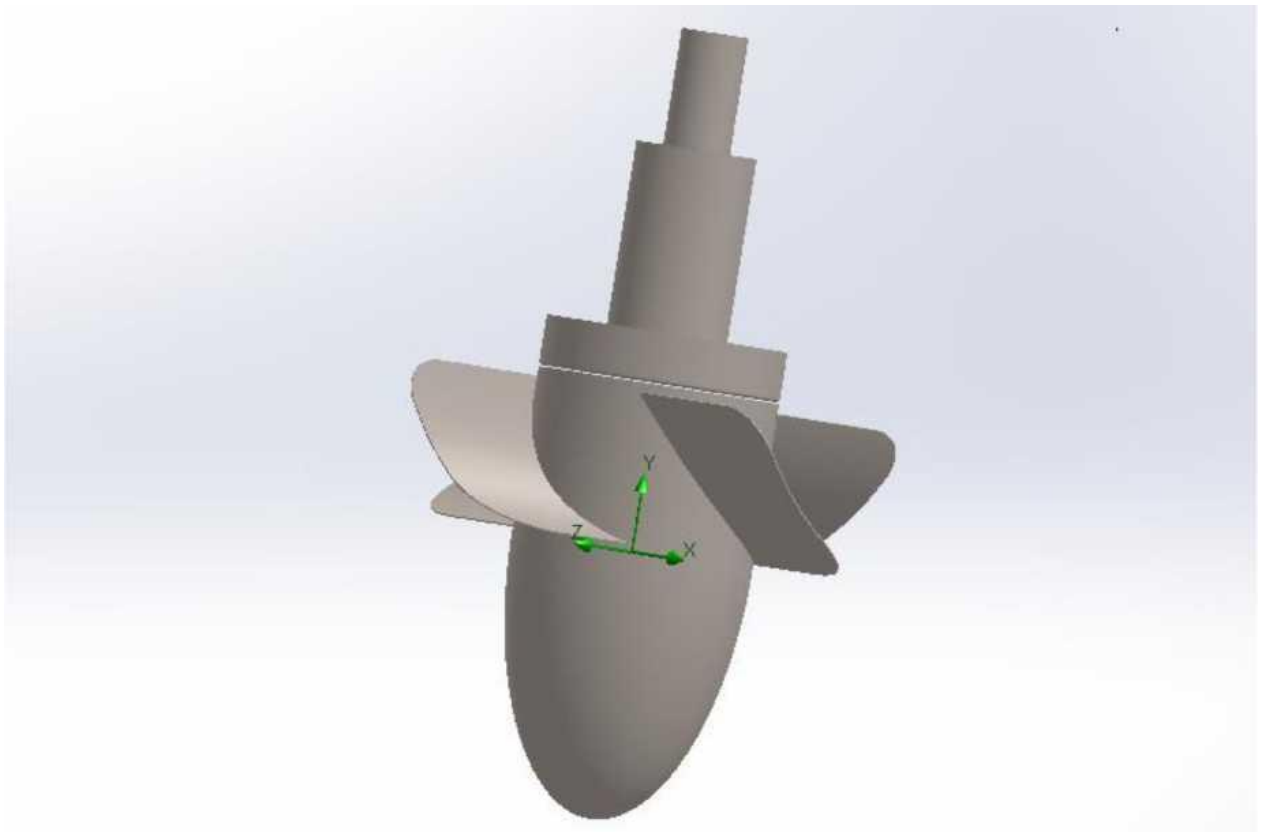


Рисунок 2.9 - Модель робочого елемента турбіни Каплана у середовищі SolidWorks

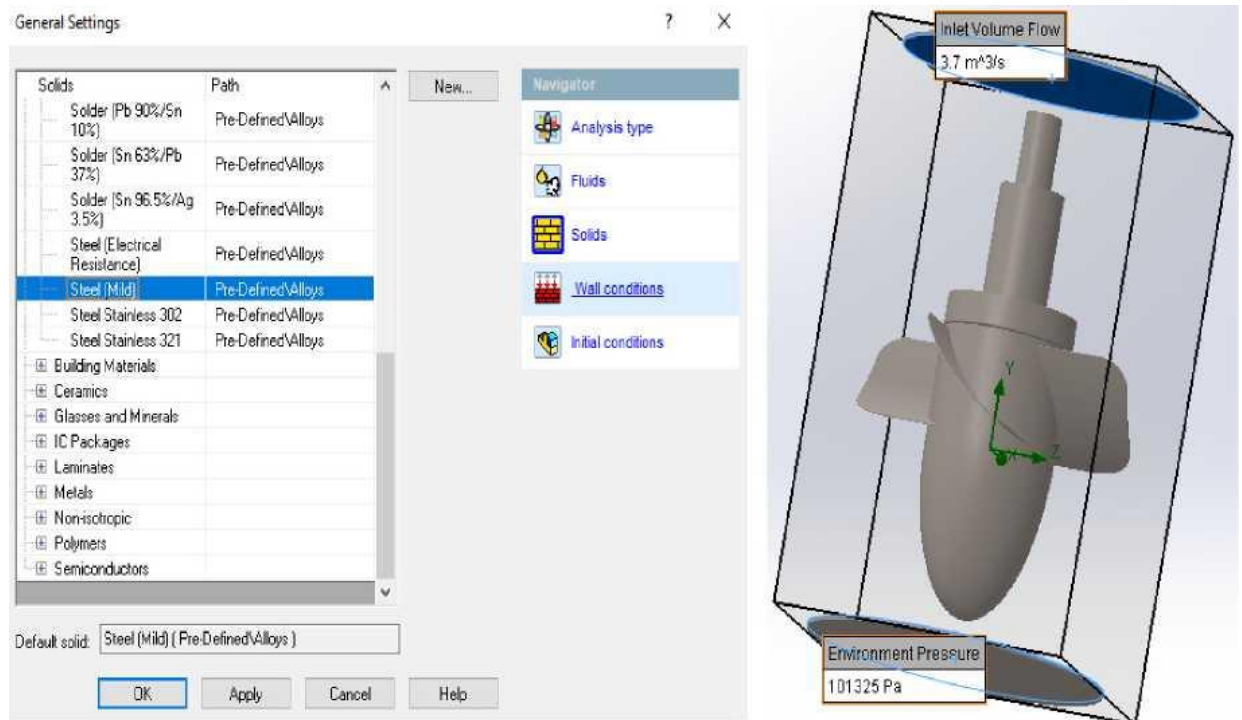


Рисунок 2.10 – Підбір матеріалу та внесення умов для моделювання

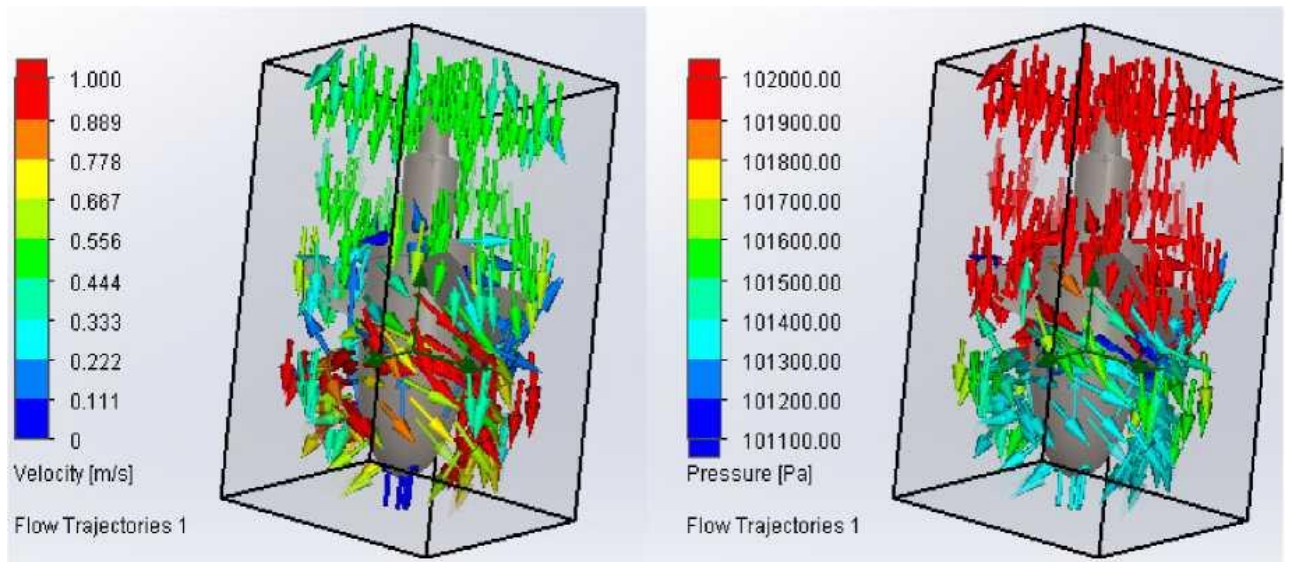


Рисунок 2.11 – Моделювання впливу зміни швидкості та тиску у робочому елементі гідротурбіни

З рис. 2.11 видно, що вода проходячи через турбіну ковзає по лопатях в результаті чого відбувається збільшення швидкості потоку.

2.4 Вплив нахилу лопаті на швидкість та тиск рідини в гідроагрегаті

Нами пропонується змоделювати зміну швидкості турбіни при зміні кута нахилу лопаті. З використанням спеціалізованих програмних модулів у Solid Works було здійснено аналіз зміни тиску та потоку на лопать при кутах: 90°, 75°, 60°, 45°, 30°, 15°, 0°. Вихідні значення не змінювались. Результати моделювання було занесемо в таблицю 2.3.

Найбільш оптимальний результат досягається при куті 30°, при такому куті буде рівномірний тиск на лопатях та найвища швидкість реактивного потоку води у робочому елементі турбіни.

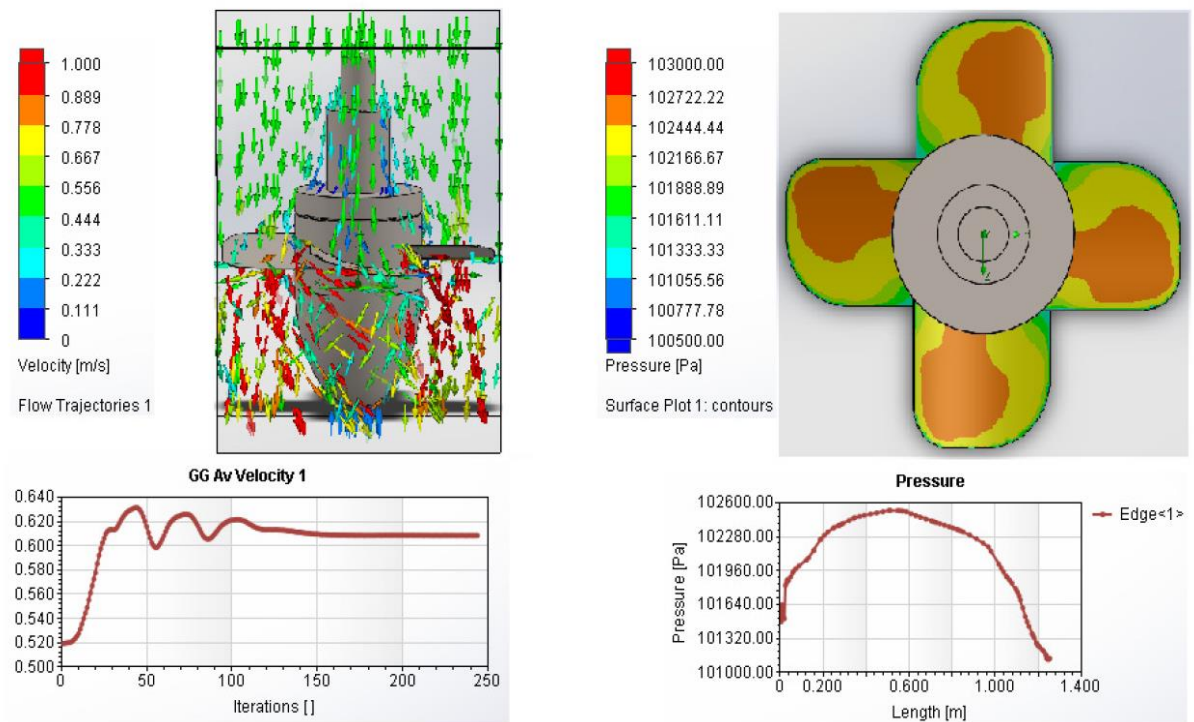


Рисунок 2.12 – Моделювання впливу зміни швидкості гідротурбіни при зміні кута нахилу лопаті

Отже проведене моделювання дозволило знайти оптимальне значення кута нахилу лопатей, що дозволить підвищити ККД гідротурбіни за рахунок ефективнішого кута атаки.

Таблиця 2.3 – Результати моделювання

Кут, °	Тиск, Па	Швидкість потоку у робочому елементі гідротурбіни, м/с
0	104750	0,573
15	101654	0,608
30	102311	0,62
45	102070	0,6
60	101881	0,594
75	101632	0,558
90	101383	0,528

2.5 Аналіз економічної ефективності проекту

Аналіз ефективності виконано на підставі розрахунку основних інвестиційних витрат проекту. У табл. 2.4 відображені прогнозовані інвестиційні витрати проекту.

Таблиця 2.4 – Прогнозовані інвестиції у спорудження ГЕС

Показник		Рік реалізації
		2019
Загальна вартість сталі (грн)		50 000
Вартість виготовлення робочого колеса (грн)		70 000
Вартість монтажу робочого колеса (грн)		13 000
Вартість генератора (грн)	55 кВт	99 000
	110 кВт	130 649
Вартість гідротурбіни (грн)		770 000

Загальна економічна ефективність виражає співвідношення кінцевих економічних результатів і витрат (капітальних вкладень), що забезпечили одержання цього ефекту. Загальну економічну ефективність прийнято визначати як ефективність капітальних вкладень. Її розрахунки виконуються у відповідності з «типовою методикою визначення економічної ефективності капітальних вкладень», яка встановлює мету розрахунків, показники та критерії ефективності склад та порядок визначення економічного ефекту та витрат.

Розрахункові величини показників порівнюються з нормативами. Критерієм ефективності капітальних вкладень є показником перевищення його нормативного значення. Показники загальної економічної ефективності визначають на різних рівнях господарювання. Так, по госпрозрахункових об'єднаннях та підприємствах при використанні власних коштів і банківських кредитів за показ-

ник ефективності вважають рентабельність капітальних вкладень:

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

де $\Delta\Pi$ – приріст прибутку, обумовлений капітальними вкладенням;

K – сума капітальних вкладень, що забезпечують приріст прибутку.

Кількість електроенергії, що виробляє за рік трилопатева гідротурбіна на електростанції потужністю 39,9 кВт визначимо 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.

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

Кількість електроенергії, що виробляє за рік трилопатева гідротурбіна на електростанції потужністю 88 кВт визначимо за формулою:

$$E_{\text{річ}} = 88 \cdot 0,8 \cdot 8\,760 = 616\,704 \text{ (кВт} \cdot \text{год)}.$$

Відповідно до постанови національної комісії, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг №525 від 31.03.2021р. тариф на електричну енергію, вироблену на об'єктах електроенергетики, що використовують альтернативні джерела енергії становить 385,66 коп. / кВт · год.

При потужності 39,9 кВт прибуток складе:

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

$$\Pi = 279\,619 \cdot 3,86 = 1\,079\,329 \text{ (грн)}.$$

Визначимо прибуток:

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

$$\Delta\Pi = 1\,079\,329 - 783\,000 = 296\,329 \text{ (грн)}.$$

Показник ефективності становитиме:

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

При потужності 88 кВт прибуток складе:

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

Отже наш прибуток складатиме:

$$\Delta П = 2\ 380\ 477 - 897\ 000 = 1483\ 477 \text{ (грн).}$$

Показник ефективності для трилопатевої гідротурбіни становитиме:

$$E_{\text{пр}} = \frac{1483\ 477}{897\ 000} = 1,65.$$

Оскільки показник ефективності проекту $E_{\text{пр}}$ є більшим нормативного значення 0,15, то проект є доцільними.

Термін окупності пов'язаний з економічним ефектом від впровадження проекту тому його визначимо за наступною формулою:

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

Для трилопатевої гідротурбіни потужністю 39,9 кВт він становитиме:

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

Для дволопатевої гідротурбіни потужності 88 кВт він становитиме:

$$T = \frac{897\ 000}{1483\ 477} = 0,6 \text{ року} \approx 7 \text{ міс.}$$

Отже у випадку реалізації проекту із застосуванням трилопатевого робочого колеса капітальні вкладення складуть 783000 грн, в цьому випадку чистий прибуток буде дорівнювати 1079329 грн. при окупності у 31 місяць що наближено дорівнює 2,6 роки.

При встановленні дволопатевого робочого колеса, капітальні вкладення будуть складати 897 000 грн, а чистий прибуток 1483 477 грн. при окупності у 7 місяців.

2.6 Висновки до розділу 2

1. Під час оцінювання ефективності роботи гідротурбіни шляхом моделювання, було встановлено, що оптимальний кут атаки досягається за умови встановлення кута нахилу робочих лопаток; при цьому швидкість потоку має дорівнювати $0,62\text{м/с}$, а тиск на лопаті становить – 102311Па .

2. Проведені розрахунки ефективності застосування гідротурбін з три- та дволопатевиими робочими колесами показали, що проектина базі таких турбін мають показник ефективності не більше $0,15$, а це більше нормативного значення і тому проекти стають привабливим до впровадження.

3 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок параметрів лопатей робочого колеса гідротурбіни

Вихідні дані для розрахунку гідротурбіни Т – 90

$$D_2 = 0.9 \text{ м};$$

$$H_2 = 3.7 \text{ м};$$

$$Q_2 = 3.24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$P_2 = \text{кВт};$$

$$n_2 = \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

$$\eta_2 = 91.8 \text{ \%}.$$

Перед тим як почати розрахунок лопаті, необхідно задатися розподілом осьової v_z і колової v_u складових абсолютної швидкості потоку з робочого колеса.

Отже рух по циліндричній поверхні потоку можливий при виконанні наступних умов :

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

Відповідно до експериментальних даних в оптимальному режимі радіальна складова абсолютної швидкості невелика, тому можна вважати, що потік рухається вздовж поверхонь потоку, близьких до циліндричних. В цьому припущенні кільцеві площини потоку не змінюються, і відповідно до рівняння нерозривності значення осьових швидкостей і їх розподілу вздовж радіуса на виході такі ж, як і на вході в робоче колесо. Осьова швидкість на середньому циліндричному перерізі визначається за формулою:

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

де $Q_{\text{опт}}$ – розрахункова витрата рідини;

D – діаметр переферії 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 $v_z = f(r)$.

Для розрахунку форми профіля решітки на розрахунковій поверхні потоку необхідно визначити вхідні і вихідні кути, а також деякі параметри вільного потоку. Для цього будують трикутники швидкостей потоку на вході і виході з робочого колеса. Креслимо контури колеса в масштабі 1:1. (див.рис. 3.1).

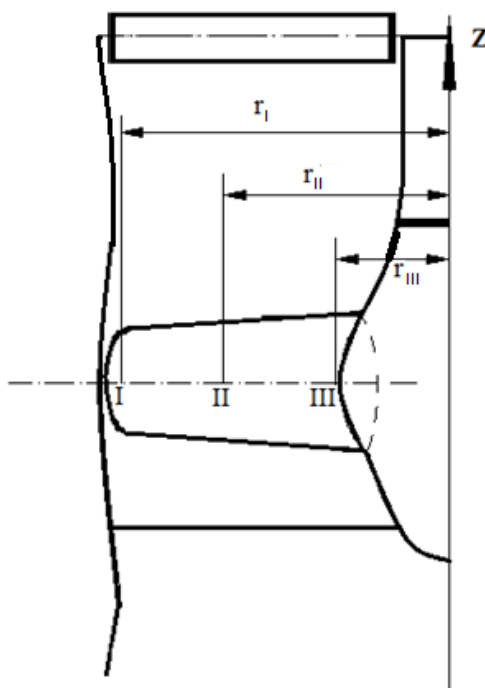


Рисунок 3.1 - Вибір розрахункових перерізів лопаті.

Розрахунок виконаємо для відповідних величин $D_1 = 900$ мм і $H = 3.7$ м, також приймемо оптимальні розрахункові параметри Q'_2 , л/с і n'_2 об/хв.

Середню величину осьової складової швидкості визначимо за формулою:

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

Колові швидкості потоку на вході і виході з робочого колеса на відповідному циліндричному перерізі:

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

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

Користуючись прийнятим законом розподілу моменту швидкості вздовж радіуса на виході з робочого колеса, визначаю розрахункових перерізів: радіуса

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

де K_2 – вихідне (початкове) значення коефіцієнту впливу ґратки;

Коефіцієнт впливу ґратки показує, у скільки разів підймальна сила лопаті в ґратці є меншою від підймальної сили такої ж самої лопаті, яка розташована не у ґратці, а відокремлено і під тим самим кутом атаки α ;

$$v_{u_2} = \frac{0.2 \cdot 0.918 \cdot 9.81 \cdot 3.7}{16.5} = 0.404 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{для периферійного перерізу перерізу;}$$

$$v_{u_1} = v_{u_2} + \frac{\eta_r \cdot g \cdot H}{\omega}; \quad (3.8)$$

$$v_{u_1} = 0.404 + \frac{0.918 \cdot 9.81 \cdot 3.7}{36.6} = 1.314 \text{ м/с;}$$

Визначаємо величину і напрям середньовекторної швидкості відносного w_m для розрахункових перерізів:

$$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2}(v_{u_1} + v_{u_2}) \right]^2 + v_z^2}; \quad (3.9)$$

$$\tan \beta_m = \frac{w_{mz}}{w_{mu}} = \frac{v_z}{\left| u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u_1} + v_{u_2}) \right|}; \quad (3.10)$$

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

$$\tan \beta_{mI} = \frac{6.3}{\left| 16.49 - \frac{1}{2} \cdot (1.314 + 0.404) \right|} = 0.403;$$

Відповідно кут $\beta_{m_{\text{периф.}}}$ буде рівним:

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

Аналогічно проводжую розрахунок для другого та третього перерізів. Усі результати вносимо в табл. 3.1 за даними, якої судять про те на скільки добре підібрані вихідні параметри ґраток і розподіл швидкостей v_z і v_u на вході та виході з робочого колеса.

Циркуляція довкола лопаті рівна:

$$\Gamma_{\text{л}} = t \cdot (v_{u_1} - v_{u_2}) = \frac{2\pi\eta_{\text{г}}H}{\omega z} = \Gamma_{\alpha} - \Gamma_s, \quad (3.11)$$

де Γ_s – частина циркуляції, що створюється кривизною профілю;

Γ_{α} – циркуляція довкола профілю, що виникла внаслідок введення кута атаки;

z – кількість лопатей.

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

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

де C' – обирається для низьконапірних робочих коліс біля втулки 0,3 – 0,5, для високих напорів 0,33. У нашому випадку 0,3 біля втулки 0,1 на периферії.

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

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

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

Для визначення індукованих швидкостей в розрахункових точках необхідно знати коефіцієнти A_0 і A_1 , що визначають закон розподілу вирів вздовж профілю.

Оскільки:

$$\Gamma_{\alpha} = C' \cdot \Gamma_{\text{л}} = \frac{\pi l A_0}{2}, \quad (3.14)$$

Таблиця 3.1 - Дані з розрахунку кута встановлення лопаті

№	Розрахункові величини формули	Розмір-ність	Розрахункові перерізи			
			I	II	III	
1	r	м	0.45	0.30	0.15	
		мм	450.00	300.00	150.00	
2	D	м	0.90	0.60	0.30	
		мм	900.00	600.00	300.00	
3	$u = u_1 = u_2 = r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$	м/с	16.49	11.00	5.50	
4	K_2	-	0.2	0.1	0	
5	$v_{u2} = \frac{K_2 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{u}$	м ² /с	0.404	0.303	0	
6	$v_{u1} = v_{u2} + \frac{\eta_r \cdot g \cdot H}{\omega}$	м ² /с	1.314	1.213	0.910	
7	$v_{zcp} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{вт}^2)}$	м ² /с	5.73			
8	$\tan \beta_m = \frac{v_z}{\left u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u1} + v_{u2}) \right }$	-	0.403	0.560	1.023	
9	β_m	°	21.96	29.24	45.66	
10	$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2} (v_{u1} + v_{u2}) \right]^2 + v_z^2}$	м/с	16.848	11.732	7.215	
11	$\frac{l}{t}$	-	0.55	0.62	85	
12	$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$	м	0.707	0.471	0.236	
13	l	м	0.389	0.292	0.200	
14	$\Gamma_n = \frac{60 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{z \cdot n}$	м ² /с	1.428			
15	$C' = \frac{\Gamma_\alpha}{\Gamma_n}$	-	0.1	0.2	0.3	
16	$\Gamma_\alpha = C' \cdot \Gamma_n$	м ² /с	0.1428	0.2855	0.4283	
17	$\Gamma_s = \Gamma_n - \Gamma_\alpha$	м ² /с	1.2848	1.142	0.9993	
18	$A_0 = \frac{2 \cdot \Gamma_\alpha}{\pi \cdot l}$	м/с	0.2338	0.6221	1,3613	
19	$A_1 = \frac{4 \cdot \Gamma_s}{\pi \cdot l}$	м/с	4.208	4.977	6.353	
20	Перше наближення	K	-	0.95	0.82	0.72
		$\sin \alpha = \frac{\Gamma_\alpha}{\pi \cdot l \cdot w_m K}$	-	0.0073	0.0323	0.131
		α	°	0.42°	1.85°	7.53°
		$\beta_{вст} = \beta_m - \alpha$	°	21.54°	27.38°	38.13°
		$\Delta\beta = \beta_{вт} - \beta_{пер.}$	°	16.59°		

$$\Gamma_s = \Gamma_n = \frac{\pi l A_1}{4}, \quad (3.15)$$

то:

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

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

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

$$A_{11} = \frac{4 \cdot 1.428}{3.14 \cdot 0.389} = 4.208 \text{ м/с}.$$

Аналогічний розрахунок проводимо для другого та третього перерізів.

Приймаємо $\beta_{\text{вст}} = \beta_{\text{м}}$ а $\alpha = 0$. За номограмою визначаємо коефіцієнт K і $\sin \alpha$:

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

Отже для першого перерізу:

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

Відповідно кут атаки $\alpha = 0,42^\circ$.

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

Аналогічно проведемо розрахунок і для інших двох перерізів.

Потрібно також визначити кут скручування лопаті:

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

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

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

Значення кутів атаки α кута скручування $\Delta\beta$, а також характер їх зміни уздовж радіусу приймають на основі досвіду розроблення кращих робочих коліс $\alpha = 6 \div 10^\circ$ біля втулки і $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії, $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$.

У першому наближенні:

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

$$\alpha_{\text{пер}} = 0.42^\circ,$$

$$\alpha_{\text{вт}} = 7.53^\circ.$$

Дані з розрахунку наближень внесемо в таблицю 3.2.

Визначення коефіцієнтів 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:

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

Визначену хорду розіб'ємо на шість рівних частин і відмітимо точки 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6, які послідовно будемо розміщувати на початку номограми.

Значення коефіцієнтів i , для відповідних точок запишемо в табл. 3.3.

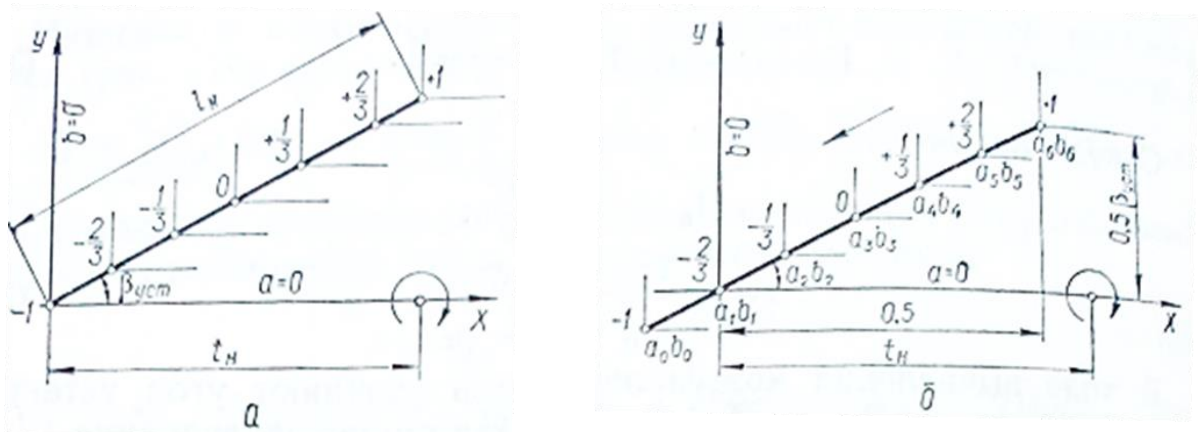


Рисунок 3.2 - Визначення коефіцієнтів a і b :

a – на початку координат розміщена точка -1 ;

b – на початку координат розміщена точка $-\frac{2}{3}$;

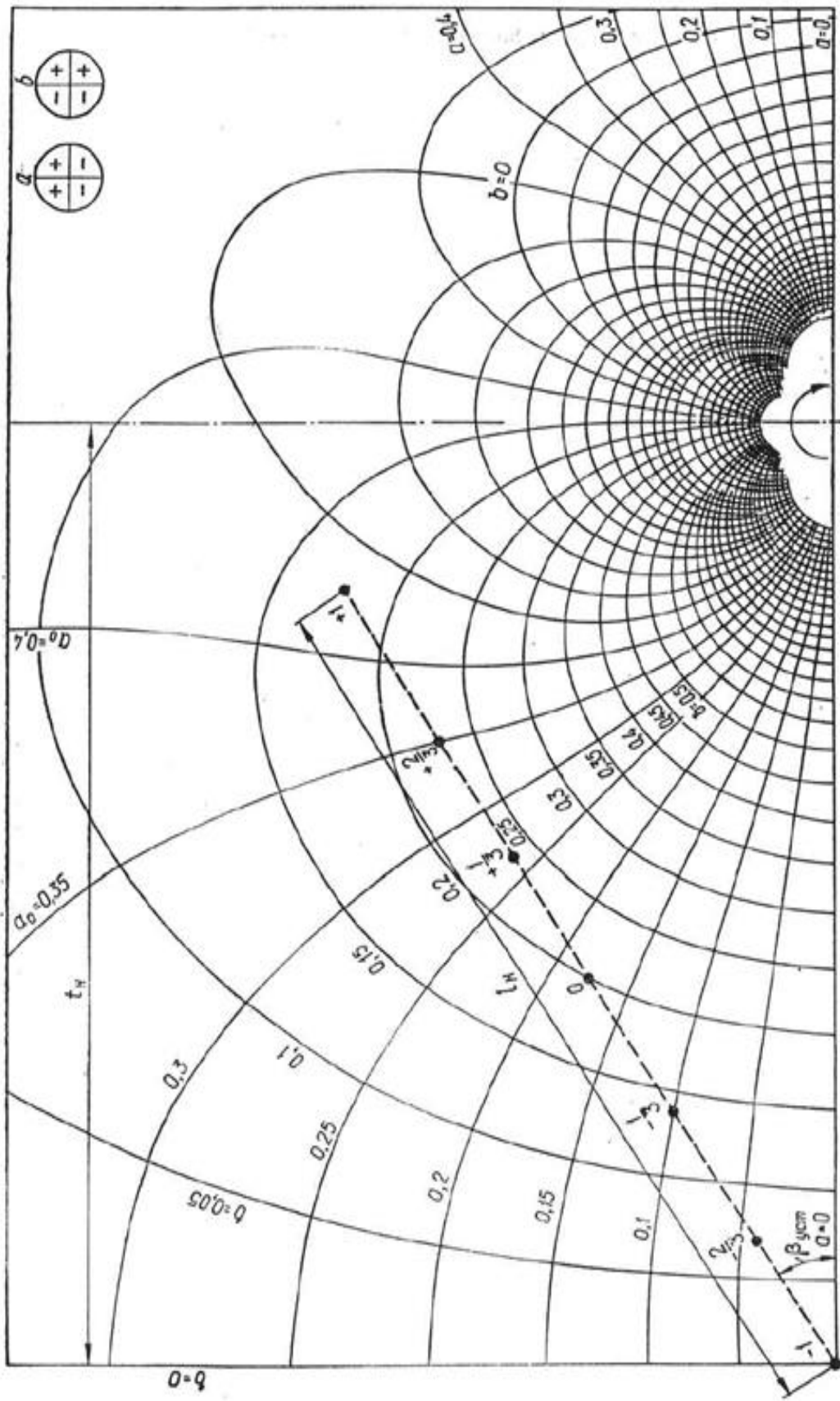


Рисунок 3.3 - Номограма для визначення коефіцієнтів

b

Таблиця 3.2 -Значення коефіцієнтів в розрахункових точках профілю при

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

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	-0,121	-0,080	-0,053	-0,031	-0,016	0	0,016
a ₆	1	-0,163	-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 коефіцієнтів в розрахункових точках профілю при

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

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	-0,020	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 коефіцієнтів в розрахункових 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	0,060	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 визначення координат розрахункових точок скелету необхідно знайти проекцію на вісь X і Y , кут і довжину відрізка хорди профілю X і Y , кут і довжину відрізка хорди профілю.

1. Визначимо проекції і величину відносної швидкості результуючого потоку в точках $-1; \left(-\frac{2}{3}\right); \left(-\frac{1}{3}\right); 0; \left(\frac{1}{3}\right); \left(\frac{2}{3}\right); 1$ за допомогою наступних формул:

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

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

Точка -1:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$w_{m_y} = w_m \cdot \sin \beta_m; \quad (3.29)$$

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

$$v'_{y_a} = \frac{A_0}{\lambda} \cdot \cos \beta; \quad (3.30)$$

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

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

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

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

$$v'_{y_s} = -\frac{0.2338}{\lambda} \cdot (-1) \cdot 0.9302 = 1.957 \text{ м/с.}$$

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

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

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

2. Знаходимо кут β , що утворюється відносною швидкістю ω 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:

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

$$x = -0.1775.$$

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

$$y = -0.0795.$$

Аналогічний розрахунок проведемо і для інших точок дані яких внесемо до табл. 3.5, 3.6 та 3.7.

Таблиця 3.5 - Визначення швидкостей і координат профілю

№ п/п	Розрахункові величини	Значення розрахункових величин в точках						
		1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2/	3	4	5	6	7	8	9
1	v'_{x0}	-0,0429	-0,0429	-0,0429	-0,0429	-0,0429	-0,0429	-0,0429
2	$126a_1$	-2,016	0	2,016	3,906	6,678	10,08	15,246
3	$-90a_2$	2,79	1,44	0	-1,44	-2,79	-4,77	-7,2
4	$460a_3$	-24,38	-14,26	-7,36	0	7,36	14,26	24,38
5	$-180a_4$	14,4	9,54	5,58	2,88	0	-2,88	-5,58
6	$630a_5$	-76,23	-50,4	-33,39	-19,53	-10,08	0	10,08
7	$334a_6$	-54,442	-40,414	-26,72	-17,702	-10,354	-5,344	0
8	$\Sigma[2 - 7]^*$	-139,88	-94,09	-59,87	-31,89	-9,19	11,35	36,93
9	v''_{x0}	-0,0221	-0,0149	-0,0095	-0,0050	-0,0015	0,0018	0,0058
10	v'_{xs}	-0,772	-0,515	-0,257	0,000	0,257	0,515	0,772
11	$210a_1$	-3,36	0	3,36	6,51	11,13	16,8	25,41
12	$-120a_2$	3,72	1,92	0	-1,92	-3,72	-6,36	-9,6
13	$460a_3$	-24,38	-14,26	-7,36	0	7,36	14,26	24,38
14	$-120a_4$	9,6	6,36	3,72	1,92	0	-1,92	-3,72
15	$210a_5$	-25,41	-16,8	-11,13	-6,51	-3,36	0	3,36
16	$\Sigma[11- 15]$	-39,83	-22,78	-11,41	0	11,41	22,78	39,83
17	v''_{xs}	-0,1132	-0,0647	-0,0324	0	0,0324	0,0647	0,1132
18	w_{mx}	-15,63	-15,63	-15,63	-15,63	-15,63	-15,63	-15,63
19	$w_x = \Sigma [1,9,10,17,18]$	-16,576	-16,263	-15,968	-15,674	-15,380	-15,087	-14,777
20	v'_{y0}	0,1087	0,1087	0,1087	0,1087	0,1087	0,1087	0,1087
21	$126b_1$	-6,174	0	6,174	11,34	17,514	23,31	29,484
22	$-90b_2$	8,1	4,41	0	-4,41	-8,1	-12,51	-16,65
23	$460b_3$	-63,94	-41,4	-22,54	0	22,54	41,4	63,94
24	$-180b_4$	33,3	25,02	16,2	8,82	0	-8,82	-16,2
25	$630b_5$	-147,42	-116,55	-87,57	-56,7	-30,87	0	30,87
26	$334b_6$	-94,188	-78,156	-61,79	-46,426	-30,06	-16,366	0
27	$\Sigma [21 - 26]$	-270,32	-206,68	-149,526	-87,376	-28,976	27,014	91,444
28	v''_{y0}	-0,0427	-0,0326	-0,0236	-0,0138	-0,0046	0,0043	0,0144
29	v'_{ys}	1,957	1,305	0,652	0	-0,652	-1,305	-1,957
30	$210b_1$	-10,29	0	10,29	18,9	29,19	38,85	49,14
31	$-120b_2$	10,8	5,88	0	-5,88	-10,8	-16,68	-22,2
32	$460b_3$	-63,94	-41,4	-22,54	0	22,54	41,4	63,94
33	$-120b_4$	22,2	16,68	10,8	5,88	0	-5,88	-10,8
34	$210b_5$	-49,14	-38,85	-29,19	-18,9	-10,29	0	10,29
35	$\Sigma [30 - 34]$	-90,37	-57,69	-30,64	0	30,64	57,69	90,37
36	v''_{ys}	-0,2568	-0,1639	-0,0871	0,0000	0,0871	0,1639	0,2568
37	w_{my}	6,30	6,30	6,30	6,30	6,30	6,30	6,30
38	$w_y = \Sigma [20,28,29,36,37]$	8,067	7,517	6,951	6,395	5,839	5,273	4,723
39	w_x^2	274,77	264,49	254,97	245,66	236,55	227,62	218,36
40	w_y^2	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	9
41	$w_x^2 + w_y^2$	339,85	321,00	303,29	286,56	270,64	255,42	240,67
42	$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2}$	18,43	17,92	17,42	16,93	16,45	15,98	15,51
43	$\cos\beta = w_x/w$	0,899	0,908	0,917	0,926	0,935	0,944	0,953
44	$1/2(\cos\beta_n + \cos\beta_{n+1})$	0,903		0,912	0,921	0,930	0,939	0,948
45	$1/6$ [44]	0,0586		0,0591	0,0597	0,0603	0,0609	0,0615
46	x	-0,1775	-0,1189	-0,0597	0	0,0603	0,1212	0,1827
47	$\sin\beta = w_y/w$	0,438	0,420	0,399	0,378	0,355	0,330	0,304
48	$1/2(\sin\beta_n + \sin\beta_{n+1})$	0,4286	0,4094	0,3885	0,3664	0,3424	0,3172	
49	$1/6$ [48]	0,0278	0,0265	0,0252	0,0238	0,0222	0,0206	
50	y	-0,0795	-0,0517	-0,0252	0	0,0238	0,0460	0,0665

Примітка:

* В квадратних дужках вказаний номер рядка, з якого в розрахункові вирази підставляються потрібні величини.

Таблиця 3.6 – Визначення швидкостей і координат профілю

№ пп	Розрахункові величини	Значення розрахункових величин в точках						
		1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	v'_{x0}	-0,1430	-0,1430	-0,1430	-0,1430	-0,1430	-0,1430	-0,1430
2	$126a_1$	-2,52	0	2,52	6,048	9,198	14,994	21,168
3	$-90a_2$	4,32	1,8	0	-1,8	-4,32	-6,57	-10,71
4	$460a_3$	-33,58	-22,08	-9,2	0	9,2	22,08	33,58
5	$-180a_4$	21,42	13,14	8,64	3,6	0	-3,6	-8,64
6	$630a_5$	-105,84	-74,97	-45,99	-30,24	-12,6	0	12,6
7	$334a_6$	-77,822	-56,112	-39,746	-24,382	-16,032	-6,68	0
8	Σ [2 – 7]	-194,02	-138,22	-83,78	-46,77	-14,55	20,22	48,00
9	v''_{x0}	-0,0918	-0,0654	-0,0397	-0,0221	-0,0069	0,0096	0,0227
10	v'_{xs}	-1,144	-0,763	-0,381	0,000	0,381	0,763	1,144
11	$210a_1$	-4,2	0	4,2	10,08	15,33	24,99	35,28
12	$-120a_2$	5,76	2,4	0	-2,4	-5,76	-8,76	-14,28
13	$460a_3$	-33,58	-22,08	-9,2	0	9,2	22,08	33,58
14	$-120a_4$	14,28	8,76	5,76	2,4	0	-2,4	-5,76
15	$210a_5$	-35,28	-24,99	-15,33	-10,08	-4,2	0	4,2
16	Σ [11 – 15]	-53,02	-35,91	-14,57	0	14,57	35,91	53,02
17	v''_{xs}	-0,2008	-0,1360	-0,0552	0	0,0552	0,1360	0,2008
18	w_{mx}	-10,24	-10,24	-10,24	-10,24	-10,24	-10,24	-10,24
19	$w_y = \Sigma$ [1,9,10,17,18]	-11,817	-11,345	-10,856	-10,402	-9,950	-9,472	-9,012
20	v'_{y0}	0,2762	0,2762	0,2762	0,2762	0,2762	0,2762	0,2762
21	$126b_1$	-6,3	0	6,3	12,222	18,27	24,066	30,24
22	$-90b_2$	8,73	4,5	0	-4,5	-8,73	-13,05	-17,19
23	$460b_3$	-66,7	-44,62	-23	0	23	44,62	66,7
24	$-180b_4$	34,38	26,1	17,46	9	0	-9	-17,46
25	$630b_5$	-151,2	-120,33	-91,35	-61,11	-31,5	0	31,5
26	$334b_6$	-93,186	-80,16	-63,794	-48,43	-32,398	-16,7	0
27	Σ [21 – 26]	-274,28	-214,51	-154,38	-92,818	-109,93	29,936	93,79
28	v''_{y0}	-0,1298	-0,1015	-0,0731	-0,0439	-0,0520	0,0142	0,0444
29	v'_{ys}	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	9
30	210b ₁	-10,5	0	10,5	20,37	30,45	40,11	50,4
31	-120b ₂	11,64	6	0	-6	-116,4	-17,4	-22,92
32	460b ₃	-66,7	-44,62	-23	0	23	44,62	66,7
33	-120b ₄	22,92	17,4	11,64	6	0	-6	-11,64
34	210b ₅	-50,4	-40,11	-30,45	-20,37	-10,5	0	10,5
35	$\Sigma [30 - 34]$	-93,04	-61,33	-31,31	0	-73,45	61,33	93,04
36	v''_{vz}	-0,3523	-0,2322	-0,1186	0,0000	-0,2781	0,2322	0,3523
37	w_{mv}	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73	5,73
38	$w_v = \Sigma [20,28,29,36,37]$	7,735	7,146	6,552	5,963	4,940	4,780	4,194
39	w_x^2	139,65	128,70	117,86	108,21	99,01	89,71	81,22
40	w_y^2	59,82	51,07	42,93	35,56	24,41	22,85	17,59
41	$w_x^2 + w_y^2$	199,47	179,77	160,79	143,77	123,42	112,56	98,81
42	$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2}$	14,12	13,41	12,68	11,99	11,11	10,61	9,94
43	$\cos\beta = w_x/w$	0,837	0,846	0,856	0,868	0,896	0,893	0,907
44	$1/2(\cos\beta_n + \cos\beta_{n+1})$	0,841		0,851	0,862	0,882	0,894	0,900
45	$1/6 [44]$	0,0409		0,0414	0,0419	0,0429	0,0435	0,0438
46	x	-0,1243	-0,0834	-0,0419	0	0,0429	0,0864	0,1302
47	$\sin\beta = w_y/w$	0,548	0,533	0,517	0,497	0,445	0,451	0,422
48	$1/2(\sin\beta_n + \sin\beta_{n+1})$	0,5403	0,5248	0,5070	0,4710	0,4476	0,4362	
49	$1/6 [48]$	0,0263	0,0255	0,0247	0,0229	0,0218	0,0212	
50	y	-0,0765	-0,0502	-0,0247	0	0,0229	0,0447	0,0659

Таблиця 3.7 - Визначення швидкостей і координат профілю

№ пп.	Розрахункові величини	Значення розрахункових величин в точках						
		1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	v'_{vz}	-0,4203	-0,4203	-0,4203	-0,4203	-0,4203	-0,4203	-0,4203
2	126a ₁	-5,292	0	5,292	11,97	19,53	28,35	37,8
3	-90a ₂	8,55	3,78	0	-3,78	-8,55	-13,95	-20,25
4	460a ₃	-71,3	-43,7	-19,32	0	19,32	43,7	71,3
5	-180a ₄	40,5	27,9	17,1	7,56	0	-7,56	-17,1
6	630a ₅	-189	-141,75	-97,65	-59,85	-26,46	0	26,46
7	334a ₆	-120,91	-100,2	-75,15	-51,77	-31,73	-14,028	0
8	$\Sigma [2 - 7]$	-337,45	-253,97	-169,73	-95,87	-27,89	36,51	98,21
9	v''_{vz}	-0,4777	-0,3596	-0,2403	-0,1357	-0,0395	0,0517	0,1390
10	v'_{vz}	-1,961	-1,308	-0,654	0,000	0,654	1,308	1,961
11	210a ₁	-8,82	0	8,82	19,95	32,55	47,25	63
12	-120a ₂	11,4	5,04	0	-5,04	-11,4	-18,6	-27
13	460a ₃	-71,3	-43,7	-19,32	0	19,32	43,7	71,3
14	-120a ₄	27	18,6	11,4	5,04	0	-5,04	-11,4
15	210a ₅	-63	-47,25	-32,55	-19,95	-8,82	0	8,82
16	$\Sigma [11 - 15]$	-104,72	-67,31	-31,65	0	31,65	67,31	104,72
17	v''_{vz}	-0,6919	-0,4447	-0,2091	0	0,2091	0,4447	0,6919
18	w_{mx}	-5,04	-5,04	-5,04	-5,04	-5,04	-5,04	-5,04
19	$w_x = \Sigma [1,9,10,17,18]$	-8,594	-7,575	-6,566	-5,599	-4,640	-3,659	-2,671
20	v'_{vz}	0,5354	0,5354	0,5354	0,5354	0,5354	0,5354	0,5354
21	126b ₁	-7,56	0	7,56	14,49	21,042	25,074	26,334
22	-90b ₂	10,35	5,4	0	-5,4	-10,35	-15,03	-17,91
23	460b ₃	-76,82	-52,9	-27,6	0	27,6	52,9	76,82
24	-180b ₄	35,82	30,06	20,7	10,8	0	-10,8	-20,7

Продовження таблиці 3.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
21	126b ₁	-7,56	0	7,56	14,49	21,042	25,074	26,334
22	-90b ₂	10,35	5,4	0	-5,4	-10,35	-15,03	-17,91
23	460b ₃	-76,82	-52,9	-27,6	0	27,6	52,9	76,82
24	-180b ₄	35,82	30,06	20,7	10,8	0	-10,8	-20,7
25	630b ₅	-131,67	-125,37	-105,21	-72,45	-37,8	0	37,8
26	334b ₆	-63,46	-69,806	-66,466	-55,778	-38,41	-20,04	0
27	$\Sigma [21 - 26]$	-233,34	-212,62	-171,02	-108,34	-37,918	32,104	102,344
28	v''_{v0}	-0,3303	-0,3010	-0,2421	-0,1534	-0,0537	0,0455	0,1449
29	v''_{y2}	2,499	1,666	0,833	0	-0,833	-1,666	-2,499
30	210b ₁	-12,6	0	12,6	24,15	35,07	41,79	43,89
31	-120b ₂	13,8	7,2	0	-7,2	-13,8	-20,04	-23,88
32	460b ₃	-76,82	-52,9	-27,6	0	27,6	52,9	76,82
33	-120b ₄	23,88	20,04	13,8	7,2	0	-7,2	-13,8
34	210b ₅	-43,89	-41,79	-35,07	-24,15	-12,6	0	12,6
35	$\Sigma [30 - 34]$	-95,63	-67,45	-36,27	0	36,27	67,45	95,63
36	v''_{y2}	-0,6318	-0,4456	-0,2396	0,0000	0,2396	0,4456	0,6318
37	w_{my}	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16	5,16
38	$w_v = \Sigma [20,28,29,36,37]$	7,232	6,615	6,047	5,542	5,049	4,521	3,974
39	w_x^2	73,85	57,38	43,11	31,35	21,53	13,39	7,13
40	w_y^2	52,30	43,75	36,56	30,72	25,49	20,44	15,79
41	$w_x^2 + w_y^2$	126,16	101,13	79,68	62,06	47,01	33,83	22,92
42	$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2}$	11,23	10,06	8,93	7,88	6,86	5,82	4,79
43	$\cos\beta = w_x/w$	0,765	0,753	0,736	0,711	0,677	0,629	0,558
44	$1/2(\cos\beta_n + \cos\beta_{n+1})$	0,759		0,744	0,723	0,694	0,653	0,593
45	$1/6 [44]$	0,0253		0,0248	0,0241	0,0231	0,0218	0,0198
46	x	-0,0742	-0,0489	-0,0241	0	0,0231	0,0449	0,0647
47	$\sin\beta = w_y/w$	0,644	0,658	0,677	0,704	0,736	0,777	0,830
48	$1/2(\sin\beta_n + \sin\beta_{n+1})$	0,6508	0,6676	0,6905	0,7199	0,7568	0,8036	
49	$1/6 [48]$	0,0217	0,0223	0,0230	0,0240	0,0252	0,0268	
50	y	-0,0670	-0,0453	-0,0230	0	0,0240	0,0492	0,0760

Після визначення координатхиуаносимо точки на площину і будуюмо скелетні лінії для розрахункових перерізів лопаті (рис. 3.4).

Побудова профілів кінцевої товщини

В результаті проведених розрахунків отримано нескінченно тонкі профілі ґраток. Побудова профілю кінцевої товщини виконують не розрахунковим шляхом, а використовуючи вибрану максимальну товщину і закон розподілу товщин одного з гідродинамічних профілів, що мають високі енергетичні і кавітаційні характеристики. Для розрахунку було вибрано профіль ВИМГ – 15. Тепер ми можемо визначити всі потрібні величини (координати).

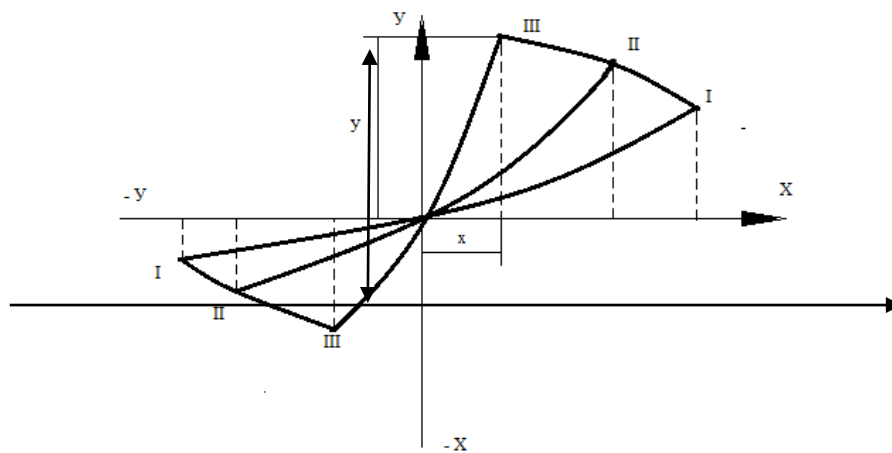


Рисунок 3.4 - Побудова скелетів профілів розрахункових перерізів лопаті

Координату x відкладаємо вздовж скелетної лінії від вхідної кромки, а координату y — у відповідних точках по обидві сторони (як радіус кола), див. рис.3.5.

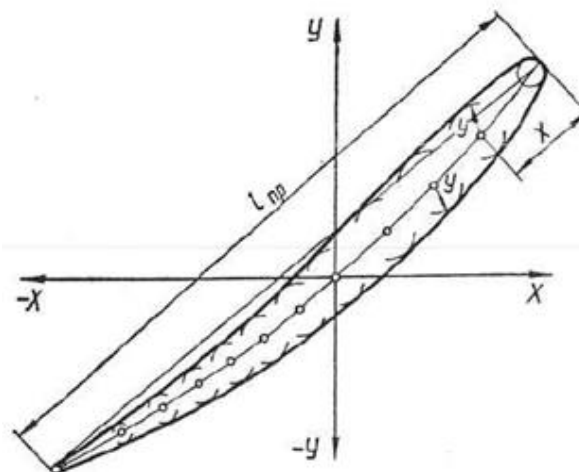


Рисунок 3.5 - Побудова профілю кінцевої товщини

3.2 Розрахунок характеристик трилопатевої гідротурбіни

Для того, щоб визначити основні характеристики гідротурбіни при певній швидкості обертання робочого колеса використовуємо формули залежності між основними параметрами подібних гідротурбін.

Подібною вважатимемо гідротурбіну Т-90 дещо перерахувавши її параметри швидкості з використанням трьох лопатей.

Згідно відомо, що при кількості лопатей $z_1 = 6$ швидкість обертання ро- бочого колеса буде рівною $n_1 = 115$ об/хв , а при кількості лопатей $z_2 = 5$ швидкість обертання складає $n_2 = 125$ об/хв. Коефіцієнт швидкості для даної кількості лопатей визначимо наступним чином:

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

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 визначити швидкість обертання робочого колеса при кількості лопатей 3 скористаємось тією ж залежністю. Коефіцієнт для визначення швидкості обертання при $z_1 = 4$ та $z_2 = 3$ буде рівний:

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

Швидкість обертання робочого колеса з трьома лопатями буде рівною:

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

Отже вихідні дані для подібної трилопатевої гідротурбіни Т – 90 будуть наступними :

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 за формулами подібності визначимо параметри трилопатевої гідротурбіни зі швидкістю обертання робочого колеса 760 об/хв.

Згідно з формулою залежності між швидкостями обертання робочого колеса:

$$n_1 = n \cdot \frac{D}{D_1} \cdot \frac{\sqrt{g_1 \cdot H_1}}{\sqrt{g \cdot H}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{r1}}}{\sqrt{\eta_r}} \quad (3.47)$$

Зазвичай припускають, що $g_1 = g$, оскільки різниця прискорень сили тяжіння є малою. Наближене значення цієї формули можна одержати приймаючи $\eta_{r1} = \eta_r$ (рівність гідравлічних ККД):

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

Із даної залежності визначимо діаметр робочого колеса:

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

Витрата води крізь гідротурбіну становить:

$$Q_1 = Q \frac{D_1^2 \cdot \eta_a \cdot \sqrt{g_1 \cdot H_1} \cdot \sqrt{\eta_{r1}}}{D^2 \cdot \eta_{a1} \cdot \sqrt{g \cdot H} \cdot \sqrt{\eta_r}} \quad (3.49)$$

Якщо прийняти

$$\eta_a = \eta_{a1}, \eta_{r1} = \eta_r, g = g_1,$$

одержимо наближене спів- відношення витрат напору $H_1 = 3,97$ 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 має наступний вигляд:

$$P_1 = P_2 \frac{\gamma_1 \cdot D_1^2 \cdot H_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{a2} \cdot \sqrt{g_1 \cdot H_1} \cdot \sqrt{\eta_{r1}}}{\gamma_2 \cdot D_2^2 \cdot H_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{a1} \cdot \sqrt{g_2 \cdot H_2} \cdot \sqrt{\eta_{r2}}}, \quad (3.51)$$

де, γ – питома вага рідини, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Наближене співвідношення потужностей за рівності всіх ккд, матиме вигляд:

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

Отже параметри гідротурбіни при швидкості обертання робочого колеса 760 об/хв матиме такі характеристики:

D_1 – діаметр робочого колеса 0.52 м;

H_1 – напір 3.97 м;

Q_1 – витрата води крізь гідротурбіну $1.12 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

P_1 – потужність 39.9 кВт;

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

η_1 – коефіцієнт корисної дії 91.8 %

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

З допомогою отриманих результатів можна визначити кути встановлення та інші параметри лопатей робочого колеса.

Перед тим як почати розрахунок лопаті, необхідно задатися розподілом осьової v_z і колової v_u складових абсолютної швидкості потоку на вході і на виході з робочого колеса. Для цього зазвичай використовують експериментальні дані.

Осьова швидкість на середньому циліндричному перерізі визначається за формулою (3.2), а значення осьової складової швидкості на периферії і на втулці відповідно за формулами (3.3) та (3.4). Дані з розрахунку внесемо до табл. 3.13.

Для розрахунку форми профілю гратки на розрахунковій поверхні потоку необхідно визначити вхідні і вихідні кути, а також деякі параметри вільного потоку. Для цього будують трикутники швидкостей потоку на вході і виході з робочого колеса. Креслимо контури колеса у масштабі 1:1. Кількість перерізів приймаємо 3 (перерізи зазвичай розміщують вздовж радіуса). Крайні перерізи вибираємо на відстані 10 мм від камери і втулки робочого колеса (див. рис. 3.1).

Середню величину осьової складової швидкості v_z та колові швидкості потоку на вході і виході з робочого колеса на відповідному циліндричному перерізі визначаю за формулами 3.5 та 3.6 відповідно.

Величину і напрям середньовекторної швидкості відносного потоку ω_m для розрахункових перерізів а також їхні кути визначаю за формулами 3.9 та 3.10. Результати розрахунків вносимо в таблицю 3.8, за даними якої судять про те, наскільки добре підібрані вихідні параметри ґраток і розподіл швидкостей v_z і v_u на вході та виході з робочого колеса. Циркуляцію довкола лопаті визначимо за формулою (3.11).

Для визначення індукованих швидкостей в розрахункових точках необхідно знати коефіцієнти A_0 і A_1 , що визначають закон розподілу вирів вздовж профілю. У випадку еліптичного закону, коли циркуляція навколо профілю створюється за рахунок його кривизни.

При нееліптичному законі розподілу вирів обидва коефіцієнти не дорівнюють нулю і мають визначення. Для цього при заданих умовах розраховуємо сумарну циркуляцію довкола профілю для відповідного перерізу визначаю за формулами (3.14 – 3.17) відповідно. Дані розрахунку вношу до табл. 3.9.

Потрібно також визначити кут скручування лопаті, його знаходжу за 3.20. Значення кутів атаки α і кута скручування $\Delta\beta$, а також характер їх зміни уздовж радіусу приймають на основі досвіду розроблення кращих робочих коліс $\alpha = 6 \div 10^\circ$ біля втулки і $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$. Дані з розрахунку наближень внесемо в табл. 3.8.

Таблиця 3.8 - Дані з розрахунку кута встановлення лопаті

№	Розрахункові величини формули	Роз-мір-ність	Розрахункові перерізи		
			I	II	III
1	2	3	4	5	6
1	r	м	0.26	0.173	0.086
		мм	260.00	173.00	86.00
2	D	м	0.52	0.346	0.173
		мм	520.00	346.00	173.00

З ціллю спрощення визначення даних коефіцієнтів створена номограма.

Спочатку наносимо на номограму хорду розрахункового профілю l_n під кутом

Продовження таблиці 3.8

1	2	3	4	5	6	
3	$u = u_1 = u_2 = r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$	м/с	20.68	13.77	6.84	
4	K_2	-	0.2	0.1	0	
5	$v_{u2} = \frac{K_2 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{u}$	м ² /с	0.346	0.260	0	
6	$v_{u1} = v_{u2} + \frac{\eta_r \cdot g \cdot H}{\omega}$	м ² /с	0.792	0.706	0.447	
7	$v_{зсп} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{ст}^2)}$	м ² /с	5.73			
8	$\tan \beta_m = \frac{v_z}{\left[u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u1} + v_{u2}) \right]}$	-	0.324	0.446	0.807	
9	β_m	°	17.96	24.05	38.89	
10	$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} =$ $= \sqrt{\left[u - \frac{1}{2} (v_{u1} + v_{u2}) \right]^2 + v_z^2}$	м/с	21.144	14.549	8.506	
10	$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} =$ $= \sqrt{\left[u - \frac{1}{2} (v_{u1} + v_{u2}) \right]^2 + v_z^2}$	м/с	21.144	14.549	8.506	
11	$\frac{l}{t}$	-	0.55	0.62	85	
12	$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$	м	0.545	0.362	0.18	
13	l	м	0.299	0.225	0.153	
14	$\Gamma_n = \frac{60 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{z \cdot n}$	м ² /с	0.941			
15	$C' = \frac{\Gamma_\alpha}{\Gamma_n}$	-	0.1	0.2	0.3	
16	$\Gamma_\alpha = C' \cdot \Gamma_n$	м ² /с	0.0941	0.1881	0.2822	
17	$\Gamma_s = \Gamma_n - \Gamma_\alpha$	м ² /с	0.8465	0.7524	0.6584	
18	$A_0 = \frac{2 \cdot \Gamma_\alpha}{\pi \cdot l}$	м/с	0.1999	0.5331	1.1733	
19	$A_1 = \frac{4 \cdot \Gamma_s}{\pi \cdot l}$	м/с	3.599	4.265	5.475	
20	Перше набли- ження	K	-	1.18	0.98	0.81
		$\sin \alpha = \frac{\Gamma_\alpha}{\pi \cdot l \cdot w_m} \cdot \frac{1}{K}$	-	0.0040	0.0187	0.0851
		α	°	0.23°	1.07°	4.88°
		$\beta_{вст} = \beta_m - \alpha$	°	17.73°	23.98°	34°
		$\Delta\beta = \beta_{вт} - \beta_{пер.}$	°	16.27°		

$\beta_{вст}$ перерахувавши її в масштабі номограми за формулою 3.21. Визначену хорду розіб'ємо на шість рівних частин і відмітимо точки 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6, які послідовно будемо розміщувати на початку номограми.

3.3 Розрахунок характеристик дволопатевої гідротурбіни

Для подальшого розрахунку використаємо той самий метод, що і для чотирилопатевої. Для того, щоб визначити основні характеристики гідротурбіни при певній швидкості обертання робочого колеса використаємо формули залежності між основними параметрами подібних гідротурбін.

Подібною вважатимемо гідротурбіну Т-90 децю перерахувавши її параметри швидкості з використанням двох лопатей.

Згідно відомо, що при кількості лопатей $z_1 = 6$

швидкість обертання робочого колеса буде рівною $n_1 = 115$ об/хв,

а при кількості лопатей $z_2 = 5$ швидкість обертання складає $n_2 = 125$ об/хв.

Коефіцієнт швидкості для даної кількості лопатей визначимо наступним чином:

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

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

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

Для того, щоб визначити швидкість обертання робочого колеса при кількості лопатей 2 скористаємось тією ж залежністю. Коефіцієнт для визначення швидкості обертання при $z_1 = 4$ та $z_2 = 2$ буде рівний:

$$\frac{n_2}{n_1} = 1.81.$$

Швидкість обертання робочого колеса з трьома лопатями буде рівною:

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

Отже вихідні дані для подібної трилопатевої гідротурбіни Т – 90 будуть наступними :

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 $634 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;

η – коефіцієнт корисної дії 91.8 %;

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

Далі за формулами подібності визначимо параметри трилопатевої гідротурбіни зі швидкістю обертання робочого колеса 634 об/хв.

Із формули (3.48), визначимо діаметр робочого колеса дволопатевої гідротурбіни:

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

Витрата води крізь гідротурбіну буде становити:

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

Наближене співвідношення потужностей матиме вигляд:

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

Отже параметри гідротурбіни при швидкості обертання робочого колеса 634 об/хв матиме такі характеристики:

D_1 – діаметр робочого колеса 0.77 м;

H_1 – напір 3.97 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 тим як почати розрахунок лопаті, необхідно задатися розподілом осьової v_z і колової v_u складових абсолютної швидкості потоку на вході і на виході з робочого колеса. Для цього зазвичай використовують експериментальні дані.

Осьова швидкість на середньому циліндричному перерізі визначається за формулою (3.2), а значення осьової складової швидкості на периферії і на втулці відповідно за формулами (3.3) та (3.4). Дані з розрахунку внесемо до табл. 3.13.

Для розрахунку форми профілю гратки на розрахунковій поверхні потоку необхідно визначити вхідні і вихідні кути, а також деякі параметри вільного потоку. Для цього будують трикутники швидкостей потоку на вході і виході з робочого колеса. Креслимо контури колеса у масштабі 1:1. Кількість перерізів приймаємо 3 (перерізи зазвичай розміщують вздовж радіуса). Крайні перерізи вибираємо на відстані 10 мм від камери і втулки робочого колеса (див. рис. 3.1).

Середню величину осьової складової швидкості v_z та колові швидкості потоку на вході і виході з робочого колеса на відповідному циліндричному перерізі визначаю за формулами 3.5 та 3.6 відповідно.

Величину і напрям середньовекторної швидкості відносного потоку ω_m для розрахункових перерізів а також їхні кути визначаю за формулами 3.9 та 3.10. Результати розрахунків вносимо в таблицю 3.12, за даними якої судять про те, наскільки добре підібрані вихідні параметри ґраток і розподіл швидкостей v_z і v_u на вході та виході з робочого колеса.

Введення кутів атаки ґрунтується на тому, що розрахунок лопаті за допомогою двовимірних методів заснований на уявленні про постійність циркуляції довкола лопаті вздовж радіуса $\Gamma_r = f(r) = const.$

Циркуляцію довкола лопаті визначимо за формулою (3.11).

Для визначення індукованих швидкостей в розрахункових точках необхідно знати коефіцієнти A_0 і A_1 , що визначають закон розподілу вирів вздовж профілю. У випадку еліптичного закону, коли циркуляція навколо профілю створюється за рахунок його кривизни.

При нееліптичному законі розподілу вирів обидва коефіцієнти не дорівнюють нулю і мають визначення. Для цього при заданих умовах розраховуємо сумарну циркуляцію довкола профілю для відповідного перерізу визначаю за формулами (3.14 – 3.17) відповідно. Дані розрахунку вношу до табл. 3.13.

Коефіцієнт впливу ґратки K визначають за номограмою Вейніґа. Для початку потрібно визначитися з кутом встановлення лопаті тому користуються системою наближень. У першому наближенні приймаємо системою $\beta_{вст} = \beta_m$ а $\alpha = 0$. За номограмою визначаю коефіцієнт K і кут $\sin \alpha$ для відповідного перерізу за формулою (3.18).

Потрібно також визначити кут скручування лопаті, його знаходжу за 3.20. Значення кутів атаки α і кута скручування $\Delta\beta$, а також характер їх зміни уздовж радіусу приймають на основі досвіду розроблення $\alpha = 6 \div 10^\circ$ біля втулки і $\alpha = 0 \div 2^\circ$ на периферії $\Delta\beta = 14 \div 18^\circ$. Дані з розрахунку наближень внесемо в табл. 3.13.

Таблиця 3.9 - Дані з розрахунку кута встановлення лопаті

№	Розрахункові величини формули	Роз-мір-ність	Розрахункові перерізи		
			I	II	III
1	r	м	0.39	0.26	0.13
		мм	385.00	257.00	128.00
2	D	м	0.77	0.51	0.26
		мм	770.00	513.00	257.00

Продовження таблиці 3.9

3	$u = u_1 = u_2 = r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$	м/с	30.63	20.45	10.19	
4	K_2	-	0.2	0.1	0	
5	$v_{u2} = \frac{K_2 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{\omega}$	м ² /с	0.233	0.175	0.000	
6	$v_{u1} = v_{u2} + \frac{\eta_r \cdot g \cdot H}{\omega}$	м ² /с	0.680	0.621	0.447	
7	$v_{2cp} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{ст}^2)}$	м ² /с	5.95			
8	$\tan \beta_m = \frac{v_2}{\left u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u1} + v_{u2}) \right }$	-	0.217	0.297	0.537	
9	β_m	°	13.24	16.53	28.26	
10	$w_m = \sqrt{w_{mu}^2 + w_{mz}^2} = \sqrt{\left[u - \frac{1}{2} \cdot (v_{u1} + v_{u2}) \right]^2 + v_2^2}$	м/с	21.144	14.549	8.506	
11	$\frac{l}{t}$	-	0.55	0.62	85	
12	$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}$	м	1.21	0.807	0.402	
13	l	м	0.665	0.501	0.342	
14	$\Gamma_n = \frac{60 \cdot \eta_r \cdot g \cdot H}{z \cdot n}$	м ² /с	1.411			
15	$C' = \frac{\Gamma_a}{\Gamma_n}$	-	0.1	0.2	0.3	
16	$\Gamma_a = C' \cdot \Gamma_n$	м ² /с	0.1411	0.2822	0.4232	
17	$\Gamma_2 = \Gamma_n - \Gamma_a$	м ² /с	1.2697	1.1286	0.9876	
18	$A_0 = \frac{2 \cdot \Gamma_a}{\pi \cdot l}$	м/с	0.1350	0.3588	0.7883	
19	$A_1 = \frac{4 \cdot \Gamma_2}{\pi \cdot l}$	м/с	3.430	3.871	3.679	
20	Перше набли- ження.	K	-	1.7	1.38	1.1
		$\sin \alpha = \frac{\Gamma_a}{\pi \cdot l \cdot w_m K}$	-	0.0013	0.0062	0.0317
		α	°	0.07°	0.67°	1.82°
		$\beta_{вт} = \beta_m - \alpha$	°	13.17°	16.17°	26°
		$\Delta\beta = \beta_{вт} - \beta_{пер}$	°	14.27°		

3.4 Висновки до розділу 3

1. Розрахунки показали, що швидкість робочого колеса гідротурбіни обернено пропорційна кількості лопатей, тобто при їх зменшенні швидкість зростає майже у двічі (а саме у 1,81 рази).

2. Визначено кути встановлення профілю на трьох перерізах – периферійному $\beta_{\text{вст.пер.}}$, серединному $\beta_{\text{вст.сер.}}$ та втулочному $\beta_{\text{вст.вт.}}$. Також знайдено кут скручування $\Delta\beta$ лопатей гідротурбін:

а) для чотири лопатевого 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:

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

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

$$\beta_{\text{вст.вт.}} = 26^\circ;$$

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

3. Розраховано діаметри робочих коліс та потужність на валах гідротурбін, виходячи зі швидкості обертання 760 об/хв і напору 3,97 м. Для трилопатевої діаметр робочого колеса становить 0,52 м при потужності 39,9 кВт. Діаметр робочого колеса дволопатевої гідротурбіни дорівнює 0,77 м при механічній потужності на її валу 88 кВт. тужності на її валу 88 кВт.

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ, ОСНОВИ ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Умови безпечної експлуатації гідротехнічних споруд на ГЕС

Під час експлуатації гідротехнічних споруд повинна бути забезпечена їхня безпека та надійна робота, а також безперебійна й економічна робота технологічного устаткування з дотриманням вимог охорони навколишнього середовища. Особливу увагу слід звернути на забезпечення надійності роботи протифільтраційних і дренажних пристроїв.

Гідротехнічні споруди (підпірні греблі й дамби, канали, тунелі, трубопроводи, водозабори і водоскиди, дамби тощо) повинні відповідати нормативним (проектним) вимогам щодо стійкості, міцності, довговічності та екології. Споруди і конструкції, що знаходяться під напором води, а також їхні основи і примикання повинні відповідати нормативним (проектним) показникам водонепроникності і морозостійкості.

Гідротехнічні споруди повинні охоронятися від пошкоджень, викликаних несприятливими фізичними, хімічними і біологічними процесами, впливом навантажень і води. Виявлені пошкодження повинні бути своєчасно усунені. Усі напірні гідротехнічні споруди, які перебувають в експлуатації понад 25 років, незалежно від їхнього стану, повинні періодично піддаватися багатофакторному дослідженню з урахуванням процесів "старіння" і з оцінкою їхньої міцності, стійкості і експлуатаційної надійності із залученням спеціалізованих організацій. За результатами досліджень повинні бути вжиті заходи щодо забезпечення працездатності споруд.

У бетонних гідротехнічних спорудах згідно з графіком і обсягом, затвердженим технічним керівником енергооб'єкту, повинна проводитися перевірка міцності бетону на ділянках, які зазнають дії динамічних навантажень, регулярного промерзання і розташовані у зонах постійної зміни рівня. Виявленні пошкодження, зумовлені впливом води та навантажень, повинні своєчасно усуватися. У разі зниження міцності конструкцій споруд

порівняно з встановленою проектом, вони повинні бути підсилені.

Ґрунтові греблі і дамби повинні бути захищені від розмивів і переливів води через гребінь. Кріплення відкосів, дренажна і водовідвідна мережі повинні бути у справному стані. Ґрунтові греблі, особливо канали в насипах і водопроникних ґрунтах, а також дамби повинні бути захищені від пошкодження тваринами. Берми і кювети каналів повинні регулярно очищатися від ґрунту, не повинно допускатися заростання укосів і гребня земляних споруд деревами і кущами, якщо це не передбачене проектом. На підвідних і відвідних каналах у необхідних місцях повинні бути встановлені сходи, містки й огорожі.

Повинна бути забезпечена надійна робота ущільнень деформаційних швів. Розміщення вантажів і будівництво будь-яких споруд, у тому числі причалів, автомобільних і залізничних доріг на бермах і відкосах каналів, гребель, дамб і біля підпірних стінок у межах розрахункової призми обвалення, забороняється. Небезпечна зона обвалення повинна бути позначена на місцевості розпізнавальними знаками. На ділянках відкосів ґрунтових гребель і дамб при високому рівні ґрунтових вод у низовому кліні для уникнення промерзання і руйнування повинен бути обладнаний дренаж або утеплення.

Дренажні системи для відведення води, що профільтрувалася, повинні бути оснащені водомірними пристроями і утримуватися у справному стані. Вода з дренажних систем споруд повинна відводитися безперервно. У разі виявлення виносу ґрунту водою, що фільтрується, повинні бути вжиті заходи для його припинення. Суглинкові ядра і екрани ґрунтових гребель повинні захищатися від морозного випинання і промерзання, а дренажні пристрої і перехідні фільтри - від промерзання. Великоуламковий матеріал упорних призм, що зазнає сезонного заморожування і розморожування, повинен відповідати нормативним (проектним) вимогам з морозостійкості і через кожні 10-15 років експлуатації випробовуватися на механічну і зсувну міцність.

Під час експлуатації підземної частини ГЕС необхідно забезпечувати постійну робочу готовність pomp відкачування води, яка потрапляє внаслідок фільтрації або через непередбачені прориви з водопровідних трактів, справність

вентиляційних установок, аварійного освітлення, запасних виходів.

4.2 Правила безперебійної роботи гідротурбінного обладнання

Під час експлуатації гідротурбінного устаткування повинна бути забезпечена безперебійна робота з максимально можливим для заданого навантаження і діючого напору коефіцієнтом корисної дії.

Гідроагрегати повинні працювати з повністю відкритими заслонами, установленими на турбінних водоводах. Граничне відкриття направляючого апарату гідротурбіни повинне відповідати максимально допустимому навантаженню гідроагрегату (генератора, генератора - двигуна) при даному напорі. Перепад рівнів на сміттєзбиральних ґратах не повинен перевищувати граничного значення.

Умови, які дозволяють пуск гідроагрегату, його нормальну та аварійну зупинку та незаплановану зміну навантаження повинні бути викладені в інструкціях з експлуатації, затверджених технічним керівником ГЕС, які знаходяться на робочих місцях оперативного персоналу. Значення всіх параметрів, які визначають умови пуску гідроагрегату та режим його роботи, повинні бути встановлені на підставі рекомендацій виробника та спеціальних випробувань.

Пуск гідроагрегату забороняється у таких випадках:

- при напорі , що виходить за межі допустимих значень, встановлених заводом-виробником гідротурбін;
- при несправності будь-якого із захистів, що діють на зупин устаткування;
- при дефектах системи регулювання гідроагрегату, що можуть призвести до перешкод у регулювання і нормального керування гідроагрегатом;
- при несправності пристроїв дистанційного керування, клапанів зривання вакууму, клапанів впуску повітря і системи гальмування гідроагрегату;

- при якості оливи, що не задовольняє норми експлуатаційні оливи і температурі нижчій від встановленої інструкціями заводу-виробника;
- при рівні оливи у підшипниках, зливному баці і повітряному котлі оливо напірної установки, нижчому від встановленого інструкціями заводу-виробника.

Під час експлуатації гідроагрегату шляхом огляду і систематичних вимірювань за допомогою стаціонарних і переносних приладів повинен бути організований контроль за роботою устаткування з періодичністю, вказаною в інструкціях з експлуатації.

Система технічного водопостачання гідроагрегату повинна забезпечувати охолодження опорних вузлів, статора і ротора генератора, змащення гумового турбінного підшипника та інших споживачів у всіх режимах роботи гідроагрегату.

Капітальний ремонт гідротурбін повинен проводитися один раз на 5-7 років. В окремих випадках за узгодженим дозволом допускається відхилення від установлених термінів.

4.3 Заходи для забезпечення безперебійної роботи електрообладнання

Експлуатація обладнання неминуче пов'язана з використанням електричної енергії. Електробезпека – це система організаційних, технічних заходів і засобів, які забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму.

Електричний струм, проходячи через тіло людини, спричиняє термічну, електролітичну і біологічну дію, викликає місцеві і загальні електротравми. Дія електричного струму на організм людини супроводжується зовнішнім ураженням тканин та органів у вигляді механічних ушкоджень, електричних знаків електрометалізації шкіри, опіків.

Термічна дія струму виявляється в опіках окремих ділянок тіла, ураженні внаслідок високої температури кровоносних судин, нервових клітин, серця,

мозку, що призводить до серйозних функціональних розладів.

Для забезпечення роботи електрообладнання використовується напруга 380 та 220 В, яка є смертельно небезпечна для людини. Вражаюча дія електричного струму при цій напрузі залежить від наступних факторів: величини і тривалості протікання струму через тіло людини, роду і частоти струму, індивідуальних властивостей людини. Людина починає відчувати струм величиною 0,6 – 1,5 мА. Струм 10-15 мА (при $f = 50$ Гц) викликає судомі м'язів, які людина не може подолати сама. Цей струм називається пороговим невідпускаючим. При 100 мА і тривалості дії більше 0,5 с струм може спричинити зупинку або фібриляцію серця. Опір тіла людини різко падає в залежності від часу дії струму. Найбільш небезпечним є змінний струм з частотою 20 – 100 Гц. Постійний струм людина відчуває при 6-7 мА, пороговий невідпускаючий струм складає 50-70 мА, а фібриляційний – 300 мА.

Заходи по захисту, поділяють на заходи, які забезпечують безпеку при нормальному режимі роботи електроустановок, і заходи, які забезпечують безпеку при аварійних режимах. При нормальному режимі роботи безпека в електроустановках забезпечується наступними заходами:

- ізоляцією струмоведучих частин;
- виконання електричних мереж, ізольованих від землі;
- компенсацією ємнісної складової струму замикання на землю;
- недоступністю струмоведучих частин.

Захисне заземлення – це спеціальне електричне з'єднання з землею металічних не струмопровідних частин обладнання, які можуть опинитися під напругою. Заземлюючий пристрій складається з заземлювача і заземлюючого провідника, який з'єднує заземлюванні частини з заземлювачем. В якості заземлювачів використовують металічні конструкції і арматуру залізобетонних конструкцій, які мають сполучення з землею.

Захисне відключення – це швидкодіючий захист, який забезпечує автоматичне відключення електроустановки при виникненні в ній небезпеки ураження людини електричним струмом. Установка автоматичного

відключення, яка застосовується на котельнях повинна відповідати наступним вимоги: висока чутливість, малий час відключення, селективність роботи, самоконтроль і надійність.

4.4 Шляхи запобігання виникнення пожежі

Як уже зазначалось, вибухопожежна безпека об'єкта забезпечується системами:

- попередження вибухів і пожеж;
- протипожежного та противибухового захисту;
- організаційно-технічних заходів.

Система попередження вибухів і пожеж має за мету не допустити виникнення вибухів і пожеж.

Заходи і засоби попередження утворення горючого середовища в кожному конкретному випадку визначаються реальними умовами, що розглядаються, вибухопожежонебезпечними властивостями речовин і матеріалів, що використовуються у технологічному циклі.

Найбільш радикальним заходом попередження утворення горючого середовища є заміна горючих речовин і матеріалів, що використовуються, на негорючі та важкогорючі.

Тому попередження виникнення в горючому середовищі або внесення до нього джерел запалювання є головним стратегічним пріоритетом у роботі щодо запобігання пожежам. Джерелом запалювання може бути нагріте тіло чи екзотермічний процес, які здатні нагріти деякий об'єм горючої суміші до температури, коли швидкість тепловиділення ініційованого нагрівом процесу окислення перевищує швидкість тепловідводу із зони реакції.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1. У проведеному літературному огляді були розглянуті питання використання енергії малих річок України, а саме їх гідроенергетичний потенціал для вироблення електроенергії.

2. У ході моделювання роботи гідротурбіни було встановлено, що оптимальний кут атаки досягається при певному нахилі робочих лопаток та певних значеннях швидкості потоку та тиску на лопаті.

3. Розрахунковим шляхом були визначені кути встановлення профілю на трьох перерізах гідротурбіни - периферійному, серединному та втулочному. Також був знайдений кут скручування лопатей гідротурбіни.

4. Розрахунки показали, що швидкість робочого колеса гідротурбіни залежить від кількості лопатей, зменшення кількості лопатей призводить до збільшення швидкості.

5. Також було показано, що встановлення запропонованих робочих коліс для невеликих напорів є ефективним з фінансової точки зору. Запропоновані схеми дозволять використовувати стандартні електрогенератори без підвищувальних редукторів. Це призведе до зниження загальної вартості гідроагрегатів та експлуатаційних витрат, пов'язаних з обслуговуванням системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Тарасенко М.Г., Зінь М.М., Підгайний Ю.Б. Переваги і проблеми кількісного розвитку малої гідроенергетики та шляхи їх розв'язання // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2014. – Вип. 2(85). – С. 31–40.
2. Тарасенко М.Г., Зінь М.М., Підгайний Ю.Б. Шляхи прискорення темпів розвитку малої гідроенергетики в Україні // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2014. – Вип. 4(87). – С. 56–61.
3. Зінь М.М. Технічне й екологічне обґрунтування вибору типорозмірів гідротурбін для низьконапірних малих ГЕС // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2022. – № 4. – С. 94–101.
4. M. Zin, V. Koval, M. Tarasenko, I. Sysak. Creation and substantiation of the matrix for model series of tubular propeller turbines for small hydropower plants // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2023. — Vol 109. — No 1. — P. 24–32.
5. V. Koval, M. Zin, L. Kostyk, O. Buniak. Ensuring the energy efficiency of heat supply energy systems functioning by justifying the choice of glazing units for the external enclosing structures of buildings // Scientific Journal of TNTU. — Tern.: TNTU, 2023. — Vol 110. — No 2. — P. 57–67.
6. М. Тарасенко, К. Козак, О. Лукман, М. Зінь. Аналіз ефективності використання типових та не типових вітроенергетичних установок // Вісник Хмельницького національного університету. – 2023. – №2 (319). – С. 391–400. Тарасенко М. Dependences of relative and absolute glazed area from configuration and common areas of window embrasure / М. Тарасенко, В. Бурмака, К. Козак // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2018. – №1 (89). – С. 122-131.
7. Тарасенко М. Шляхи економії паливно-енергетичних ресурсів у побуті / М. Тарасенко, К. Козак // Вісник Тернопільського національного технічного

університету. – 2017. – №1 (85). – С. 101-108.

8. Гідроенергетика [Електронний ресурс]: Мала гідроенергетика світу. - Режим доступу: <https://msd.in.ua/mala-gidroenergetika-svitu/>

9. Держенергоефективності України [Електронний ресурс]: Гідроенергетика. Режим доступу: <http://saee.gov.ua/uk/ae/hydroenergy/>.

10. Кудря С.О. Основи конструювання енергоустановок з відновлюваними джерелами енергії / С.О. Кудря, В.М. Еоловко. - Київ, 2019. - 201 с.

11. НВИЗ [Електронний ресурс]: Гідроенергетика. Режим доступу: <http://www.bibliotekar.ru/alterEnergy/39.htm>

12. Цепенда М.М. Методичні особливості економіко-географічної оцінки гідроенергетичного потенціалу Середнього Придністров'я / М.М.Цепенда // Наукові записки Вінницького державного педагогічного університету імені Михайла Коцюбинського. Серія: Географія - Вінниця, 2009. - Вип. 18. - С.211-219.

13. Малі річки України: Довід. / За ред. А.В.Яцика. - К.: Урожай, 1991. - 296 с.

14. Водні ресурси Тернопільської області [Електронний ресурс]: Гнилоп'ять. - Режим доступу: http://www.nature.org.ua/gitom/02_02.htm.

15. Природа України [Електронний ресурс]: Нормативно-правова база у сфері отримання дозволу на будівництво міні ЕЕС. - Режим доступу: <http://pryroda.in.ua/miniges/normatyvno-pravova-baza-u-sferi-otrymannya-dozvolu-na-budivnytstvo-mini-hes/>.

16. Асоціація біоенергетичних структур [Електронний ресурс]: Розвиток відновлюваних джерел енергії в Україні – Режим доступу: <http://abc.in.ua/wp-content/uploads/2017/03/Rozvitok-VDE-v-Ukraini.pdf>.

17. НТУУ КПІ. Енергетика: економіка, технології, екологія. [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Науковий журнал № 1 (35) – 2014. – Режим доступу: http://energy.kpi.ua/files/2014/1_2014 (дата звернення 25. 05. 2023).