

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ФАКУЛЬТЕТ ЕНЕРГЕТИКИ, ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота  
другий магістерський  
(рівень вищої освіти)

на тему Аналіз енергетичного потенціалу гасителів  
потону.

Виконав: студент д курсу, групи ТЕ-18-1-мг  
спеціальності 145 Гідроенергетика  
(код і назва спеціальності)  
освітньої програми 145 Гідроенергетика  
(код і назва освітньої програми)  
спеціалізації 145 Гідроенергетика  
(код і назва спеціалізації)

І. М. Ільїнова  
(ініціали та прізвище)

Керівник доц. к. т. н., Радченко В. В.  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент нач. МЧС Даниленко А. О.  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя  
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій  
Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики  
Рівень вищої освіти другий магістерський  
Спеціальність 145 Гідроенергетика  
(код та назва)  
Освітня програма 145 Гідроенергетика  
(код та назва)  
Спеціалізація 145 Гідроенергетика  
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

« 26 » 12 20 19 року

ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ (СТУДЕНТЦІ)

Губіковій Юлії Михайлівні  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Аналіз енергетичного потенціалу  
газів в поточку

керівник роботи Курченко Віталій Валентинович, к.т.н., доц. каф. ТГЕ  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «10» 09 20 19 року № 1536-Л

2 Строк подання студентом роботи 26.12.2019

3 Вихідні дані до роботи технічні характеристики газів, тисок, швидкості

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз проблем і можливостей екологічної ТЕ; 2. Необхідність і графічні дані для роботи креслення НБ газів; 3. Дослідження впливу тиску на процес; 4. Проаналізувати дані; 5. ОТП: ТБ.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Види газів, енергетичні показники, в НБ вказано; Розрахунок конструкції; Аналіз впливу тиску; Розрахунок динамічної навантаження тиску і газів; Конструкція машини з будовою

6 Консультанти розділів роботи



| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|---|----------------|------------------|
|        |   | завдання видав | завдання прийняв |
| 1      | Рагченко В.В. доц.кадр.ТГЕ. к.т.н         |                |                  |
| 2      | Рагченко В.В. доц.кадр.ТГЕ. к.т.н.        |                |                  |
| 3      | Рагченко В.В. доц.кадр.ТГЕ. к.т.н         |                |                  |
| 4      | Рагченко В.В. доц.кадр.ТГЕ. к.т.н         |                |                  |
| 5      | Рагченко В.В. доц.кадр.ТГЕ. к.т.н         |                |                  |

7 Дата видачі завдання 10.09.2019

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи                          | Строк виконання етапів роботи | Примі    |
|-------|--|-------------------------------|----------|
| 1.    | Складання теми ДЗ  | вересень 2018                 | виконано |
| 2.    | Надання аналізу літературних джерел                          | вересень 2018                 | виконано |
| 3.    | Надання замовлення чашки/підставки доц.                      | вересень-жовтень              | виконано |
| 4.    | Надання ескізу електричного плану - малюнок розробки поклади | вересень - жовтень 2019       | виконано |
| 5.    | Надання малюнка частини ДЗ                                   | вересень-жовтень              | виконано |
| 6.    | Складання ДЗ   | вересень-жовтень 2019         | виконано |

Студент   
(підпис) Григорук Ю.М.  
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)   
(підпис) Рагченко В.В.  
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер   
(підпис) Жаюков Ю.М.  
(ініціали та прізвище)

## АНОТАЦІЯ

Ільїнова І.М. Аналіз енергетичного потенціалу гасителів потоку.

Кваліфікаційна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 145 – Гідроенергетика, науковий керівник В.В. Радченко. Запорізький національний університет. Інженерний інститут. Факультет енергетики, електроніки та інформаційних технологій, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

В роботі розглянуто можливості впровадження в конструкцію гасителя потоку елементи гідротурбіни. Проведено вибір гідротурбіни і гасителів які можливо використовувати. Розроблена модель конструкції.

Ключові слова: ГІДРОЕНЕРГЕТИКА, ГАСИТЕЛЬ, ТУРБІНА, ОРТОГОНАЛЬНА ТУРБІНА, МІНІ-ГЕС, НАПІР, Б`ЄФ, ПОТОК, НАДЛИШКОВА КІНЕТИЧНА ЕНЕРГІЯ, ВОДОСКИД.

## ABSTRACT

Ilinova I.M. Analysis of the energy potential of siphers of stream.

Qualification work for obtaining a master's degree in higher education by specialty 145 - Hydropower, scientific supervisor V.V. Radchenko. Zaporizhzhya National University. Engineering Institute. Faculty of Energy, Electronics and Information Technology, Department of Thermal Power and Hydropower, 2020.

The thesis deals with the possibility of introducing hydro turbine elements into the design of the flow suppressor. The choice of hydro turbines and dampers that can be used is made. A design model has been developed.

Key words: HYDROPOWER, QUALITER, TURBINE, ORTHOGONAL TURBINE, MINI-HES, PRESSURE, BEAF, FLOW, EXTRA KINETIC ENERGY, WATER.

## АННОТАЦИЯ

Ильинова И.Н. Анализ энергетического потенциала гасителей потока.

Квалификационная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 145 - Гидроэнергетика, научный руководитель В.В. Радченко. Запорожский национальный университет. Инженерный институт. Факультет энергетики, электроники и информационных технологий, кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

В работе рассмотрены возможности внедрения в конструкцию гасителя потока элементы гидротурбины. Проведен выбор гидротурбины и гасителей, которые можно использовать. Разработана модель конструкции.

Ключевые слова: ГИДРОЭНЕРГЕТИКА, ГАСИТЕЛИ, ТУРБИНА, ОРТОГОНАЛЬНАЯ ТУРБИНА, МИНИ-ГЭС, НАПОР, БЬЕФ, ПОТОК, ИЗБЫТОЧНАЯ КИНЕТИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ, ВОДОСБРОС.

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| ВСТУП.....   | 8  |
| 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ І МОЖЛИВОСТЕЙ СВІТОВОЇ ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ..  | 11 |
| 1.1 Сучасний стан та розвиток світової гідроенергетики .....                                       | 11 |
| 1.2 Проблеми пов'язані з використанням гідротехнічних споруд.....                                  | 20 |
| 2 ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ УМОВ РОБОТИ КРІПЛЕННЯ НИЖНІХ<br>Б'ЄФІВ ГІДРОТЕХНІЧНИХ СПОРУД .....      | 23 |
| 2.1 Призначення кріплення нижніх б'єфів .....  | 23 |
| 2.2 Гідравлічні умови роботи кріплення при різних типах сполучення<br>б'єфів.....                  | 25 |
| 2.3 Типи гасителів енергії в якості конструктивних заходів при боротьбі зі<br>збійністю потку..... | 28 |
| 2.4 Аналіз можливості перетворення надлишкової енергії гасителями<br>потoku .....                  | 35 |
| 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ОРТОГОНАЛЬНОЇ ТУРБІНИ.....   | 41 |
| 3.1 Аналіз робіт в області розробки і дослідження ортогональних турбін<br>.....                    | 41 |
| 3.2 Дослідження в області працездатності турбіни .....   | 46 |
| 3.3 Дослідження в галузі динаміки турбіни .....  | 49 |
| 3.4. Моделювання ортогональної турбіни.....  | 51 |
| 4 ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВНИХ ЧАСТИН .....   | 76 |
| 4.1 Лопаті турбіни .....   | 76 |
| 4.2 Кріплення лопатей на вал і ось.....  | 77 |
| 4.3 Ескізне проектування вала і осі.....   | 78 |
| 4.4 Компановка конструкції.....  | 80 |
| 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА.....   | 82 |
| 5.1 Характеристика шкідливих та небезпечних факторів при експлуатації<br>ГЕС.....                  | 82 |
| 5.2 Розробка заходів щодо охорони праці .....  | 82 |

|   |    |
|---|----|
| 5.3 Засоби індивідуального захисту .....  | 85 |
| 5.4 Електробезпека.....                   | 85 |
| 5.5 Пожежна безпека.....                  | 88 |
| 5.6 Охорона навколишнього середовища..... | 90 |
| ВИСНОВКИ.....                             | 92 |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....              | 94 |

## ВСТУП

*Актуальність проблеми.* В реальних умовах при скидах води на гідротехнічних спорудах має місце хаотичний характер руху потоку, що викликає нерівномірний розподіл гідродинамічних навантажень на кріплення греблі у нижньому б'єфі і погіршення умов її роботи. З водозливного порогу, а також в межах кріплення гідроспоруди у потоці залишається велика надлишкова кінетична енергія, значна частина якої витрачається на переформування dna русла і берегів за межами кріплення. Численні спостереження за роботою гідротехнічних споруд показали, що місцеві розмиви за ними досягають глибини в кілька десятків метрів. Дану проблему частково вирішує використання гасителів потоку.

Незважаючи на численні дослідження різних типів гасячих пристроїв, а також оцінку їх впливу на структуру потоку і на можливості управління збійністю течії, та зниження її небажаного впливу на кріплення гідроспоруди і природне русло, ці питання вивчені недостатньо повно, отримані в цих дослідженнях результати часто суперечливі, а іноді мають взаємовиключний характер. Зазначене дозволяє вважати, що дослідження гасителів потоку, як предмет вироблення електроенергії є актуальним завданням гідроенергетики.

*Мета роботи.* Мета роботи полягає в тому, щоб впровадити в конструкцію гасителя потоку елементи гідротурбіни і запропонувати методику розрахункового обґрунтування цієї конструкції, прогноз основних характеристик руху потоку в нижньому б'єфі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити *наступні завдання:*

- провести аналіз гідроенергетики України та в світу;
- вивчити динаміку і провести аналіз кінематичних характеристик та гідравлічних режимів потоку течії, що виникають при різних схемах відкриття отворів водоскидної споруди, стосовно досліджуваним типам конструкцій кріплення та оцінити вплив цих конструкцій на динаміку зміни як швидкостей потоку, так і питомих витрат по ширині і довжині нижнього б'єфу;



- здійснити порівняльну оцінку ефективності досліджуваних конструкцій кріплення гідроспороди і виявити необхідність застосування додаткових конструктивних заходів для боротьби зі збійністю потоку, а також встановити експериментально раціональне розташування гасячих пристроїв для деяких з досліджуваних конструкцій;

- здійснити порівняльну оцінку впливу параметрів запропонованих гасячих пристроїв на кінематичну структуру потоку.

- графічна побудова конструкції.

*Об'єктом дослідження* є гасителі потоку та реактивна гідротурбіна.

*Предметом дослідження* є ефективність роботи гасителів енергії різних типів в які впроваджено елементи гідротурбіни, а також їх вплив на кінематичну структуру потоку в нижньому б'єфі.

*Методи дослідження.* Для реалізації визначених завдань застосовані загальнонаукові методи дослідження: методи порівняння, аналізу, спостереження, вимірювання, розрахунку, моделювання та експеримент.

*Практична значимість роботи.* Основні положення проведеного дослідження можуть допомогти покращити енергетичні характеристики існуючих гідротехнічних споруд та лягти в основу подальших теоретичних розробок при проектуванні гідроспоруд.

*Наукова новизна.* Дослідження гасителів потоку, як предмет вироблення електроенергії, можливе якщо в конструкцію гасителя впровадити елементи гідротурбіни невеликих розмірів. Для цього найбільш підійде реактивна гідротурбіна, робоче колесо якої розташовується повністю в воді, тому потік води віддає енергію одночасно всім лопостям робочого колеса.

*Апробація роботи.* Положення роботи викладені на XXIV студентській науково-технічній конференції студентів, магістрів, аспірантів і викладачів ІІ ЗНУ «Енергетика, електроніка та інформаційні технології» (місто Запоріжжя, 2019).

*Структура та обсяг роботи.* Магістерська робота включає вступ, п'ять розділів, висновки та перелік джерел посилань з – 43 позицій. Загальний обсяг складає 97 сторінок, у тому числі 40 ілюстрацій та 4 таблиці.

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ І МОЖЛИВОСТЕЙ СВІТОВОЇ ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

## 1.1 Сучасний стан та розвиток світової гідроенергетики

Гідроенергетика є одним з найважливіших джерел електроенергії. У світовому виробництві електроенергії їй належить істотна частина -20 %.

Світ стоїть на порозі водного і енергетичної кризи. 1,1 млрд людей на планеті не мають доступу до чистої води, а 1,2 млрд – до електроенергії.

Перевага викопного палива в світовій структурі вироблення енергії призводить до зміни клімату, що посилює ці проблеми. Оскільки очікується, що світове споживання енергії до 2050 року виросте на 61 % необхідно звернути увагу до пошуку покращення існуючих стандартів добування гідроенергії. У світі глобальної зміни клімату гідроенергія, будучи найбільшим світовим джерелом поновлюваної енергії, грає все більш важливу роль в створенні змішаного енергетичного портфолію. Розвиток цієї галузі пов'язане з багатьма труднощами. Гідроенергетика повинна не просто базуватися на надійній економічній і технічній основі, її розвиток має враховувати вплив на навколишнє середовище і вести до поліпшення життя людей.

В той час як сонячна та вітрова енергетика постійно на слуху, побутує думка, що гідроенергетика в світі занепадає. Однак статистика розвінчує цей міф – на сьогодні світова гідроенергетика забезпечує близько 20 % всього виробітку енергії.

Для кращої оцінки ситуації розглянемо споживання палива по регіонах і країнах світу за 2017 року [1], це відображено на рисунку 1.1, де жовтим показано Азію, червоним - Африку, помаранчевим – середню Азію, голубим- Європу, фіолетовим – СНД, зеленим – південна та центральна Америка, салатний – північна Америка.

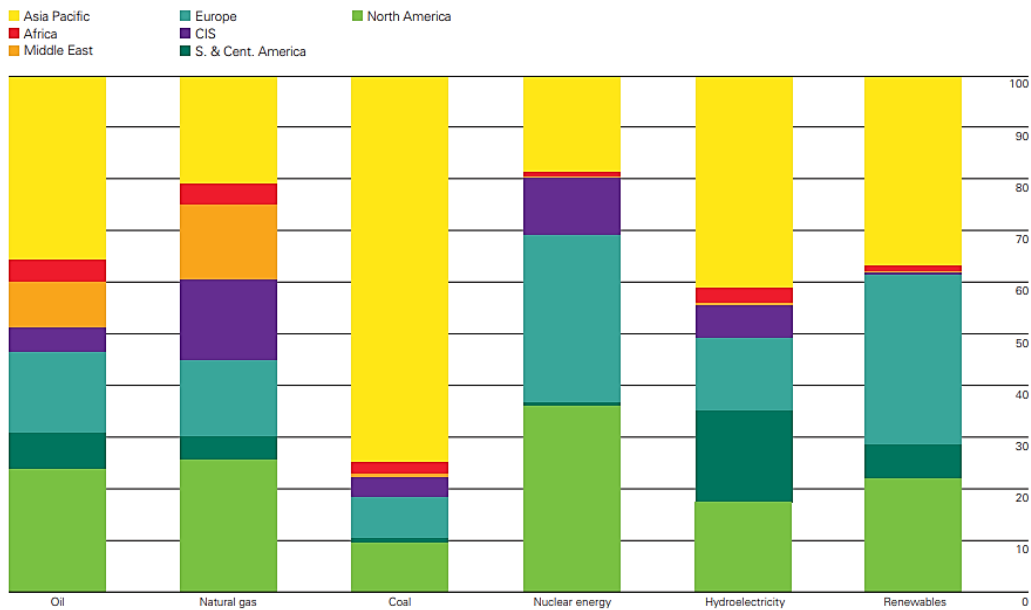


Рисунок 1.1 - Споживання палива по регіонах за 2017 рік

Азія є провідним регіональним споживачем гідроенергії [1]. На сьогоднішній день гідроенергетика розвинена і широко використовується більш, ніж в 160 країнах світу. Великі ГЕС діють в Північній Америці, Китаї, Індії, Україні, Росії, Туреччині, Ірані, Іраку, Канаді, Латинській Америці.

Значний гідроенергетичний потенціал, велика частина якого вже використовується, мають Латинська Америка, Північна Америка і Європа.

Причинами недостатньо розвиненої гідроенергетики є кліматичні і топографічні умови, складність будівництва станцій через важку доступність водних ресурсів, відсутність технічних і технологічних можливостей, досвіду проектування, виробництва обладнання та спорудження об'єктів малої енергетики, а так відсутність або обмеженість інвестиційних програм.

В таблиці 1.1 наведено споживання гідравлічної енергії в млн. тонн нафтового еквівалента по всьому світу.

Таблиця 1.1 – Споживання гідравлічної енергії у світі з 2007 по 2017 рік

| Країни Світу                      | Споживання гідравлічної енергії, млн. тонн нафт. екв. |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       | Темпи зростання, % |         | Частка, % |
|-----------------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------------------|---------|-----------|
|                                   | 2007  | 2008  | 2009  | 2010  | 2011  | 2012  | 2013  | 2014  | 2015  | 2016  | 2017  | 2017               | 2007-16 | 2017      |
| 1                                 | 2   | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    | 13                 | 14      | 15        |
| США                               | 55,0  | 56,8  | 61,4  | 58,2  | 71,5  | 62,0  | 60,3  | 57,9  | 55,8  | 59,7  | 67,1  | 12,7               | - 0,8   | 7,3       |
| Канада                            | 83,2  | 85,4  | 83,4  | 79,5  | 85,0  | 86,0  | 88,7  | 86,6  | 86,5  | 87,6  | 89,8  | 2,8                | 0,9     | 9,8       |
| Мексика                           | 6,2   | 8,9   | 6,0   | 8,4   | 8,2   | 7,2   | 6,3   | 8,8   | 7,0   | 6,9   | 7,2   | 3,5                | 0,1     | 0,8       |
| Усього Північна Америка           | 144,4   | 151,1 | 150,8 | 146,1 | 164,7 | 155,2 | 155,3 | 153,3 | 149,3 | 154,2 | 164,1 | 6,7                | 0,2     | 17,9      |
| Аргентина                         | 8,5   | 8,4   | 9,2   | 9,2   | 9,0   | 8,3   | 9,2   | 9,2   | 9,5   | 8,7   | 9,4   | 8,9                | -1,3    | 1         |
| Бразилія                          | 84,6  | 83,6  | 88,5  | 91,3  | 96,9  | 94,0  | 88,5  | 84,5  | 81,4  | 86,2  | 83,6  | -2,7               | 0,9     | 9,1       |
| Чілі                              | 5,1   | 5,5   | 5,7   | 4,9   | 4,6   | 4,6   | 4,5   | 5,2   | 5,3   | 4,5   | 5,1   | 13,8               | -3,5    | 0,6       |
| Колумбія                          | 10,0  | 10,4  | 9,2   | 9,2   | 11,0  | 10,8  | 10,0  | 10,1  | 10,1  | 10,6  | 13,0  | 22,9               | 1,0     | 1,4       |
| Еквадор                           | 2,0   | 2,6   | 2,1   | 2,0   | 2,5   | 2,8   | 2,5   | 2,6   | 3,0   | 3,6   | 4,5   | 27,2               | 8,3     | 0,5       |
| Перу                              | 4,4   | 4,3   | 4,5   | 4,5   | 4,9   | 5,0   | 5,1   | 5,0   | 5,4   | 5,4   | 6,5   | 20,9               | 2,0     | 0,7       |
| Тринідад і Тобаго                 | -   | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -                  | -       | -         |
| Венесуела                         | 18,8  | 19,6  | 19,4  | 17,3  | 18,8  | 18,5  | 19,8  | 17,8  | 16,6  | 15,0  | 17,4  | 16,1               | -2,0    | 1,9       |
| Інші штати і Центральна Америка   | 19,5  | 19,5  | 19,3  | 20,3  | 20,8  | 21,5  | 22,1  | 20,8  | 20,7  | 22,6  | 22,9  | 1,8                | 2,0     | 2,5       |
| Усього Штати і Центральна Америка | 153,0   | 154,0 | 157,9 | 158,7 | 168,5 | 165,4 | 160,7 | 155,4 | 152,0 | 156,4 | 162,3 | 4,1                | 0,6     | 17,7      |
| Австрія                           | 8,4   | 8,7   | 9,3   | 8,7   | 7,7   | 9,9   | 9,5   | 9,3   | 8,4   | 9,0   | 8,8   | -1,6               | 1,1     | 1,0       |
| Бельгія                           | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | -25,7              | 0,3     | -         |
| Чеська Республіка                 | 0,5   | 0,5   | 0,5   | 0,6   | 0,5   | 0,5   | 0,6   | 0,4   | 0,4   | 0,5   | 0,4   | -6,3               | -2,4    | -         |
| Фінляндія                         | 3,2   | 3,9   | 2,9   | 2,9   | 2,8   | 3,8   | 2,9   | 3,0   | 3,8   | 3,6   | 3,3   | -6,1               | 3,3     | 0,4       |
| Франція                           | 13,0  | 14,4  | 12,9  | 14,2  | 10,1  | 13,3  | 16,0  | 14,2  | 12,3  | 13,6  | 11,1  | -17,8              | 0,6     | 1,2       |
| Германія                          | 4,8   | 4,6   | 4,3   | 4,7   | 4,0   | 5,0   | 5,2   | 4,4   | 4,3   | 4,6   | 4,5   | -3,9               | 0,3     | 0,5       |



Продовження таблиці 1.1

| 1                     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    | 13    | 14    | 15   |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|
| Угорщина              | 1,0   | 1,0   | 0,1   | 1,0   | 0,1   | 1,0   | 1,0   | 0,1   | 0,1   | 0,1   | 1,0   | -14,5 | 3,4   | -    |
| Італія                | 7,4   | 9,4   | 11,1  | 11,6  | 10,4  | 9,5   | 11,9  | 13,2  | 10,3  | 9,6   | 8,2   | -14,3 | 1,4   | 0,9  |
| Нідерланди            | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | -37,8 | -0,5  | -    |
| Норвегія              | 30,2  | 31,5  | 28,3  | 26,4  | 27,2  | 32,1  | 29,0  | 30,6  | 31,1  | 32,2  | 32,0  | -0,4  | 1,8   | 3,5  |
| Польща                | 0,5   | 0,5   | 0,5   | 0,7   | 0,5   | 0,5   | 0,6   | 0,5   | 0,4   | 0,5   | 0,6   | 20,5  | 0,5   | 0,1  |
| Португалія            | 2,3   | 1,5   | 1,9   | 3,7   | 2,6   | 1,3   | 3,1   | 3,5   | 2,0   | 3,6   | 1,3   | -63,3 | 3,7   | 0,1  |
| Румунія               | 3,6   | 3,9   | 3,5   | 4,5   | 3,3   | 2,7   | 3,3   | 4,2   | 3,8   | 4,1   | 3,2   | -20,4 | -0,2  | 0,4  |
| Іспанія               | 6,2   | 5,3   | 6,0   | 9,5   | 6,9   | 4,6   | 8,3   | 8,9   | 6,4   | 8,2   | 4,2   | -49,1 | 3,5   | 0,5  |
| Швеція                | 15,0  | 15,6  | 14,8  | 15,0  | 15,2  | 17,9  | 13,9  | 14,4  | 17,0  | 14,0  | 14,6  | 4,7   | 0,1   | 1,6  |
| Швейцарія             | 8,0   | 8,2   | 8,1   | 8,2   | 7,2   | 8,6   | 8,6   | 8,4   | 8,5   | 7,9   | 7,2   | -8,5  | 1,3   | 0,8  |
| Турція                | 8,1   | 7,5   | 8,1   | 11,7  | 11,8  | 13,1  | 13,4  | 9,2   | 15,2  | 15,2  | 13,2  | -12,8 | 4,3   | 1,4  |
| Об'єднане Королівство | 1,1   | 1,2   | 1,2   | 0,8   | 1,3   | 1,2   | 1,1   | 1,3   | 1,4   | 1,2   | 1,3   | 10,5  | 1,6   | 0,1  |
| Інша Європа           | 12,2  | 14,1  | 15,9  | 19,0  | 13,6  | 14,0  | 17,3  | 16,7  | 16,1  | 16,8  | 15,2  | -9,7  | 1,9   | 1,6  |
| Усього Європа         | 125,3 | 131,6 | 130,7 | 144,0 | 126,2 | 139,1 | 146,4 | 143,6 | 142,8 | 146,1 | 130,4 | -10,5 | 1,6   | 14,2 |
| Азербайджан           | 0,5   | 0,5   | 0,5   | 0,8   | 0,6   | 0,4   | 0,3   | 0,3   | 0,4   | 0,4   | 0,4   | -10,6 | -2,5  | -    |
| Білорусь              | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 0,1   | 0,1   |       |      |
| Казахстан             | 1,8   | 1,7   | 1,6   | 1,8   | 1,8   | 1,7   | 1,7   | 1,9   | 1,2   | 2,6   | 2,5   | -3,6  | 4,1   | 0,3  |
| Російська Федерація   | 40,1  | 37,3  | 39,4  | 37,7  | 36,9  | 37,0  | 41,0  | 39,2  | 38,0  | 41,8  | 41,5  | -0,5  | 0,6   | 4,5  |
| Туркменістан          | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | 100,0 | -    |
| Україна               | 2,3   | 2,6   | 2,7   | 3,0   | 2,5   | 2,4   | 3,1   | 1,9   | 1,2   | 1,7   | 2,0   | 13,1  | -5,1  | 0,2  |

Продовження таблиці 1.1

| 1                             | 2    | 3     | 4     | 5    | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11   | 12    | 13    | 14    | 15   |
|-------------------------------|------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|------|
| Узбекистан                    | 1,4  | 2,6   | 2,1   | 2,5  | 2,3   | 2,5   | 2,6   | 2,7   | 2,7   | 2,7  | 2,7   | 0,9   | 2,7   | 0,3  |
| Інші країни СНД               | 7,5  | 6,5   | 6,4   | 6,9  | 7,6   | 7,6   | 7,4   | 7,2   | 6,9   | 7,0  | 7,6   | 9,0   | -0,6  | 0,8  |
| Усього СНД                    | 53,7 | 51,2  | 52,7  | 52,6 | 51,6  | 51,7  | 56,2  | 53,2  | 51,3  | 56,3 | 56,7  | 0,9   | 0,4   | 6,2  |
| Іран                          | 4,1  | 1,7   | 1,5   | 2,3  | 2,4   | 2,8   | 3,3   | 3,3   | 3,0   | 3,5  | 3,7   | 6,5   | -1,8  | 0,4  |
| Ірак                          | 1,0  | 0,7   | 0,6   | 0,8  | 0,9   | 1,0   | 1,0   | 0,6   | 0,6   | 0,8  | 0,5   | -35,3 | -3,8  | 0,1  |
| Ізраїль                       | 1,0  | 1,0   | 1,0   | 1,0  | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0  | 1,0   | -     | 5,1   | -    |
| Кувейт                        | -    | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -    |
| Оман                          | -    | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -    |
| Катар                         | -    | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -    |
| Саудівська Аравія             | -    | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -    |
| Об'єднані Арабські Емірати    | -    | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -     | -     | -     | -    |
| Інші країни Близького Сходу   | 0,9  | 0,7   | 0,6   | 0,8  | 1,0   | 1,0   | 0,9   | 0,6   | 0,2   | 0,3  | 0,3   | 5,0   | -11,8 | -    |
| Усього країни Близького Сходу | 6,0  | 3,1   | 2,7   | 3,9  | 4,1   | 4,8   | 5,3   | 4,5   | 3,8   | 4,6  | 4,5   | -0,6  | -3,3  | -0,5 |
| Алжир                         | 0,1  | 0,3   | 0,1   | 1,0  | 0,1   | 0,1   | 1,0   | 1,0   | 1,0   | 1,0  | 1,0   | -21,6 | -10,5 | -    |
| Египет                        | 3,2  | 3,4   | 3,1   | 2,9  | 2,9   | 2,9   | 3,0   | 3,1   | 3,1   | 3,0  | 3,0   | 0,7   | 0,4   | 0,3  |
| Марроко                       | 0,2  | 0,2   | 0,6   | 0,8  | 0,5   | 0,4   | 0,6   | 0,4   | 0,4   | 0,3  | 0,3   | -5,4  | 2,5   | -    |
| Південна Африка               | 0,6  | 0,3   | 0,3   | 0,3  | 0,7   | 0,2   | 0,2   | 0,4   | 0,2   | 0,2  | 0,2   | 24,2  | -13,3 | -    |
| Шнша африка                   | 17,5 | 18    | 18,5  | 20,3 | 20,8  | 21,5  | 22,7  | 24,1  | 23,6  | 23,7 | 25,6  | 8,3   | 3,3   | 2,8  |
| Усього Африка                 | 21,6 | 22    | 22,6  | 24,3 | 25    | 25,1  | 26,6  | 28    | 27,4  | 27,1 | 29,1  | 7,4   | 2,7   | 3,2  |
| Австралія                     | 3    | 2,7   | 2,9   | 3,1  | 4,4   | 3,9   | 4,3   | 3,3   | 3,2   | 4    | 3,1   | -22,9 | 1,8   | 0,3  |
| Бангладеш                     | 0,2  | 0,2   | 0,1   | 0,2  | 0,2   | 0,2   | 0,2   | 0,1   | 0,2   | 0,2  | 0,2   | 16,7  | 1,7   | -    |
| Китай                         | 109  | 144,1 | 139,3 | 161  | 155,7 | 195,2 | 205,8 | 237,8 | 252,2 | 261  | 261,5 | 0,5   | 10,2  | 28,5 |

Продовження таблиці 1.1

| 1  | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    | 11    | 12    | 13    | 14   | 15   |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| Японія                                     | 16,9  | 16,8  | 15,6  | 19,7  | 18,3  | 17,2  | 17,7  | 18,1  | 19    | 18,1  | 17,9  | -0,6  | -0,9 | 2,0  |
| Малазія                                    | 1,3   | 1,8   | 1,6   | 1,4   | 1,8   | 2,1   | 2,6   | 3     | 3,5   | 4,9   | 5,6   | 14,2  | 13,2 | 0,6  |
| Нова Зеландія                              | 5,4   | 5,1   | 5,5   | 5,6   | 5,7   | 5,2   | 5,2   | 5,5   | 5,6   | 5,9   | 5,7   | -2,7  | 1,0  | 0,6  |
| Пакістан                                   | 7,2   | 6,1   | 6,4   | 6,7   | 6,9   | 6,7   | 7,0   | 7,2   | 7,3   | 7,8   | 7,0   | -9,8  | 1,3  | 0,8  |
| Філіппіни                                  | 1,9   | 2,2   | 2,2   | 1,8   | 2,2   | 2,3   | 2,3   | 2,1   | 2,0   | 1,8   | 2,2   | 18,7  | -2,0 | 0,2  |
| Сінгапур                                   | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -     | -    | -    |
| Південна корія                             | 0,8   | 0,7   | 0,6   | 0,8   | 1,0   | 0,9   | 1,0   | 0,6   | 0,5   | 0,6   | 0,7   | 5,5   | -2,0 | 0,1  |
| Шрі-Ланка                                  | 0,9   | 0,9   | 0,9   | 1,3   | 1,0   | 0,7   | 1,6   | 1,0   | 1,4   | 1,0   | 0,9   | -4,9  | -0,9 | 0,1  |
| Тайвань                                    | 1,0   | 1,0   | 0,8   | 0,9   | 0,9   | 1,3   | 1,2   | 1,0   | 1,0   | 1,5   | 1,2   | -17,0 | 4,8  | 0,1  |
| Таїланд                                    | 1,8   | 1,6   | 1,6   | 1,2   | 1,8   | 1,9   | 1,2   | 1,2   | 0,9   | 0,8   | 1,1   | 32,7  | -7,8 | 0,1  |
| В'єтнам                                    | 5,1   | 5,9   | 6,8   | 6,2   | 9,3   | 11,9  | 13,0  | 13,8  | 12,9  | 14,5  | 15,9  | 10,1  | 12,5 | 1,7  |
| Інші Азіатсько-Тихоокеанські регіони       | 7,3   | 7,8   | 7,7   | 9,3   | 10,6  | 10,8  | 12,1  | 12,0  | 11,3  | 13,0  | 13,7  | 5,7   | 7,0  | 1,5  |
| Всього в Азіатсько-Тихоокеанському регіоні | 192,9 | 225,5 | 218,5 | 247,7 | 252,8 | 289,4 | 308,8 | 341,8 | 354,0 | 368,5 | 371,6 | 1,1   | 7,4  | 40,4 |
| Усього                                     | 696,9 | 738,5 | 736,2 | 777,5 | 792,7 | 830,7 | 859,4 | 879,7 | 880,5 | 913,3 | 918,6 | 0,9   | 2,9  | 100  |
| З яких ОЕСР                                | 289,3 | 301,1 | 298,3 | 306,8 | 313,4 | 314,9 | 319,6 | 314,6 | 311,3 | 318,3 | 314,8 | -0,9  | 0,7  | 34,3 |
| Не ОЕСР                                    | 407,5 | 437,4 | 437,9 | 470,7 | 479,3 | 515,8 | 539,8 | 565,1 | 569,2 | 594,9 | 603,9 | 1,8   | 4,4  | 65,7 |
| Європейський союз                          | 71,1  | 75,2  | 75,9  | 85,2  | 70,8  | 76,1  | 84    | 84,8  | 77,2  | 79,2  | 67,8  | -14,1 | 1,0  | 7,4  |

Графік споживання гідроенергії за регіонами (млн. тонн нафтового еквівалента) відображено на рисунку 1.2, де жовтим показано Азію, червоним - Африку, помаранчевим – середню Азію, голубим- Європу, фіолетовим – СНД, зеленим – південна та центральна Америка, салатовий – північна Америка.

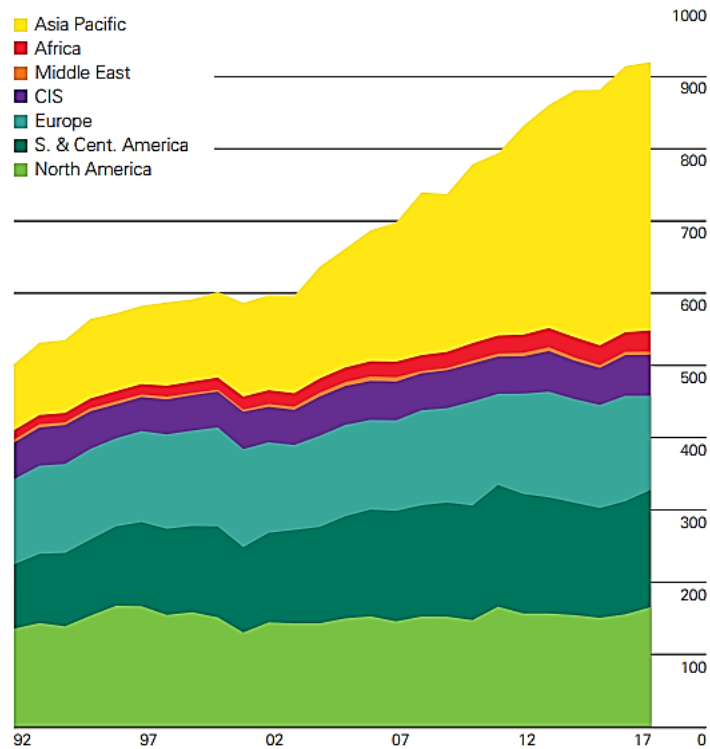


Рисунок 1.2 - Споживання гідроенергії за регіонами з 1992 по 2017 рік

На сучасному етапі в багатьох країнах світу, завдяки численным перевагам, швидко розвивається мала гідроенергетика.

Серед таких переваг:

- відносно низький рівень необхідного інвестиційного капіталу;
- спрощене будівництво, утримання та експлуатація станцій;
- недовгий термін окупності;
- мінімальний вплив на навколишнє середовище,
- збереження природного ландшафту;
- електрифікація сільських і віддалених районів.

Крім того, в порівнянні з електростанціями, що працюють на викопному паливі, малі гідроелектростанції забезпечують більш низьку собівартість електроенергії та експлуатаційні витрати, відносно недорогою заміну обладнання, більш тривалий термін служби електростанцій (до 50 років) без істотних витрат на заміну обладнання, а так само комплексне використання водних ресурсів (електроенергетика, водопостачання, меліорація, рибне господарство).

В даний час мала гідроенергетика існує в 148 країнах світу. Світовий потенціал малої гідроенергетики становить приблизно 173 ГВт [2]. Більше половини потенціалу малої гідроенергетики в світі знаходиться в Азії, майже одна третина в Європі і Америці. Розподіл світового ресурсного потенціалу малих ГЕС (до 10 МВт) по регіонах і країнах світу показано в таблиці 1.2.

Згідно з даними [3, 4] далі представлена коротка характеристика малої гідроенергетики регіонів світу.

Таблиця 1.2 Гідроенергетичні ресурси регіонів світу (малих ГЕС з потужністю до 10 МВт)

| Регіони світу        | Країни з малою гідроенергетикою  | Встановлена потужність, МВт | Потенціал, МВт | Ступінь освоєння потенціалу, % |
|----------------------|--|-----------------------------|----------------|--------------------------------|
| 1                    | 2  | 3                           | 4              | 5                              |
| Центральна Азія      | Казахстан, Киргизстан, Таджикистан, Туркменістан, Узбекистан   | 183,5                       | 4880           | 3,8                            |
| Східна Азія          | Китай, Японія, Північна Корея, Республіка Корея, Монголія  | 40485,0                     | 75312,0        | 53,8                           |
| Південна Азія        | Афганістан, Бангладеш, Бутан, Індія, Іран, Непал, Пакистан, Шрі-Ланка  | 3563,0                      | 18077,0        | 19,7                           |
| Південно-Східна Азія | Камбоджа, Індонезія, Лаоська Народно-Демократична Республіка, Малайзія, М'янма, Філіппіни, Таїланд, Тимор-Лешті, В'єтнам | 1252,0                      | 6682,5         | 18,7                           |
| Західна Азія         | Вірменія, Азербайджан, Кіпр, Грузія, Ірак, Йорданія, Ліван, Туреччина  | 489,0                       | 7754,0         | 6,3                            |



Продовження таблиці 1.2

| 1                  | 2   | 3       | 4       | 5    |
|--------------------|---|---------|---------|------|
| Америка            |   |         |         |      |
| Карибський басейн  | Куба, Домініканська Республіка, Гваделупі, Гаїті, Ямайка, Пуерто-Ріко, Домініка, Сент-Люсія, Гренада, Сент-Вінсент і Гренадіни                              | 124,0   | 252,0   | 49,2 |
| Центральна Америка | Беліз, Коста-Ріка, Сальвадор, Гватемала, Гондурас, Мексика, Нікарагуа, Панама   | 599,0   | 4166,0  | 14,5 |
| Південна Америка   | Аргентина, Болівія (Багатонаціональна Держава), Бразилія, Чилі, Колумбія, Еквадор, Французька Гвіана, Перу, Уругвай   | 1735,0  | 9465,0  | 18,3 |
| Північна Америка   | Канада, Гренландія, Сполучені Штати Америки   | 78430,0 | 9099,0  | 86,2 |
| Африка             |   |         |         |      |
| Східна Африка      | Бурунді, Ефіопія, Кенія, Мадагаскар, Малаві, Маврикій, Мозамбік, Ренюньок, Руанда, Південний Судан, Уганда, Об'єднана Республіка Танзанія, Замбія, Зімбабве | 209,0   | 6262,0  | 3,3  |
| Центральна Африка  | Ангола, Камерун, Центрально-африканська Республіка, Демократична Республіка Конго   | 76,0    | 328,0   | 23,1 |
| Північна Америка   | Алжир, Єгипет, Марроко, Судан   | 115,0   | 185,0   | 62,6 |
| Південна Африка    | Лесото, Намібія, Південно-Африканська Республіка, Свазіленд   | 43,0    | 383,5   | 11,2 |
| Західна Африка     | Бенін, Буркіна Фасо, Кот-д'Івуар, Гана, Гвінея, Ліберія, Малі, Нігер, Нігерія, Сьєрра-Леоне, Того   | 82,0    | 742,5   | 11,1 |
| Європа             |   |         |         |      |
| Східна Європа      | Україна, Беларусь, Болгарія, Чеська Республіка, Угорщина, Республіка Молдова, Польща, Румунія, Російська Федерація, Словаччина                              | 2735,0  | 3495,0  | 78,3 |
| Північна Європа    | Данія, Естонія, Фінляндія, Ісландія, Ірландія, Латвія, Норвегія, Швеція, Сполучене Королівство  | 3643,0  | 3841,0  | 94,8 |
| Південна Європа    | Албанія, Боснія і Герцоговина, Хорватія, Греція, Італія, Македонія, Чорногорія, Португалія, Сербія, Словенія, Іспанія                                       | 5640,0  | 14169,0 | 39,8 |
| Західна Європа     | Австрія, Бельгія, Франція, Німеччина, Люксембург, Нідерланди, Швейцарія   | 5809,0  | 6644,0  | 87,4 |

Продовження таблиці 1.2

| 1   | 2  | 3     | 4     | 5    |
|---|--|-------|-------|------|
| Океанія   |  |       |       |      |
| Австралія і<br>Нова Зеландія                        | Австралія, Нова Зеландія   | 310,0 | 932,0 | 33,3 |
| Країни і<br>території<br>Тихоокеанських<br>островів | Фіджі, Нова Каледонія, Папуа-<br>Нова Гвінея, Соломонові острови,<br>Вануату, Мікронезія, Французька<br>Полінезія, Самоа | 102,0 | 306,0 | 33,4 |

Державна політика, національні програми і гідроенергетичні асоціації багатьох країн світу, так само як і діяльність міжнародних об'єднань, серед яких International Energy Agency (IEA), International Hydropower Association (IHA), World Commission on Dams (WCD), International Rivers, International Commission on Irrigation and Drainage (ICID), успішно сприяють ефективному та екологічно безпечного розвитку світової гідроенергетики.

### 1.2 Проблеми пов'язані з використанням гідротехнічних споруд

В гідроенергетиці є дуже важливі проблеми, які потрібно вирішувати для її подальшого розвитку у світі.

Однією із них є розмив ділянки нижнього б'єфу. Так як розмив берега призводить до дуже великих проблем для суспільств. Такі як підмив опор мостових переходів, розмив берега що призводить до розрухи міських комунікацій, будівель, активізація овражної ерозії, зсувних (оползневих) та інших явищ.

Овражня ерозія являє собою активний рельєфоутворюючий процес. Овраг - верхня ланка ерозійної мережі - розвивається протягом сотень років і, як правило, не знищується під впливом щорічного антропогенного пресингу. Безпосередньою причиною утворення оврагу є порушення, при будь-яких видах господарського використання земель, природних умов формування стоку на схилах річкових долин, балок, суходолів і т.д.

Негативна роль оврагів найбільшою мірою визначається руйнуванням земельних угідь, інженерних об'єктів, комунікацій. Оврагами руйнуються комунальні та промислові будівлі, дороги, опори ліній електропередач.

Для вирішення цих проблем потрібне скорочення розмірів ділянки нижнього б'єфу, в якому здійснюється перехід потоку з бурхливого стану в спокійне, а також необхідне гасіння надлишкової кінетичної енергії потоку за водоскидними спорудами.

Збільшення розмиву потоком з'являється внаслідок неповного гасіння надлишкової енергії потоку і виникнення збійності течії. Величина і форма місцевих розмивів залежить від конструкції водоскидних споруд, типу гасителів надлишкової енергії і їх розташування, характеристик потоку і властивостей розмиву ґрунту, зниження рівня води в нижньому б'єфі за рахунок загальних розмивів.

Другою серйозною проблемою є дефіцит електроенергії. Проблема дефіциту електроенергії найбільш актуальна в Тропічній Африці і країнах Азії, що розвиваються. У той же час на ці країни припадає 95 % всього населення планети, що живе без електрики - це дуже шокуюча цифра.

Гідроенергетика - одне з найбільш ефективних напрямків електроенергетики. А гідроресурси є поновлюваним і найбільш екологічним джерелом енергії, використання якого дозволяє знижувати викиди в атмосферу теплових електростанцій і зберігати запаси вуглеводневого палива для майбутніх поколінь.

Крім свого прямого призначення - виробництва електроенергії - гідроенергетики вирішує додатково ряд найважливіших для суспільства і держави завдань. Пряма вигода від них включає створення систем питного і промислового водопостачання, розвиток судноплавства, створення іригаційних систем в інтересах сільського господарства, риборозведення, регулювання стоку річок, що дозволяє здійснювати боротьбу з паводками і повінню, забезпечуючи безпеку населення. Гідроенергетики є інфраструктурою для діяльності і розвитку цілого ряду найважливіших галузей економіки та країни в цілому. Кожна

Введена в експлуатацію гідроелектростанція стає точкою зростання економіки регіону свого розташування, навколо неї виникають виробництва, розвивається промисловість, створюються нові робочі місця.

Рівень розвитку гідроенергетики в різних країнах і на різних континентах неоднаковий. Найбільше гідроелектроенергії виробляють Сполучені Штати Японія, Росія, Україна, Канада, Бразилія, КНР і Норвегія.

Неосвоєні гідроенергетичні ресурси Африки, Азії і Південної Америки відкривають широкі можливості будівництва нових ГЕС.

Як зазначено вище країни мають великий потенціал для створення нових гідроенергетичних об'єктів та побудови нових електростанцій. Але, в свою чергу, деякі території не мають зв'язку з об'єднаною енергетичною системою, тому питання гідроенергетики є досить актуальним в цих країнах.

## 2 ОСОБЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ УМОВ РОБОТИ КРІПЛЕННЯ НИЖНІХ Б'ЄФІВ ГІДРОТЕХНІЧНИХ СПОРУД

### 2.1 Призначення кріплення нижніх б'єфів

Як правило, водопропускні споруди пропускають свої розрахункові витрати при ширині скидного фронту набагато меншою, ніж ширина їх початку та вкінці русел. Наслідком цього є істотне збільшення швидкостей і питомих витрат на ділянці сполучення б'єфів в порівнянні з аналогічними характеристиками течії в руслі.

Зведення того чи іншого водопропускної споруди в водостоці (водоскидні греблі в руслі річки, шлюзу-регулятора в каналі і т.п.) зазвичай супроводжується виникненням підпору і, відповідно, освітою перепаду рівнів в б'єфах споруди. Потік, що долає цей перепад, тобто рухається з верхнього б'єфу в нижній через водопропускні отвори споруди, володіє на виході з останніх певним надлишком кінетичної енергії.

Цю енергію прагнуть погасити саме в межах ділянки сполучення б'єфів. За низьконапірними спорудами ця енергія оцінюється сотнями і тисячами, а за високонапірними - десятками тисяч кіловат на один погонний метр скидного фронту [14].

Якщо допустити вихід потоку, надлишкова кінетична енергія якого в необхідній мірі погашена, за межі ділянки сполучення б'єфів, безпосередньо в русло, дно і борти якого не мають кріплення, то за цією ділянкою буде формуватися глибока воронка місцевого розмиву, а на досить великій довжині відвідного каналу (русла) буде відбуватися зниження відміток дна зване загальним розмивом.

Численні натурні спостереження за гідравлічними умовами таких некріплених б'єфів показали, що глибина воронки місцевого розмиву може досягати величини, м

$$h_p = (2 - 3) H, \quad (2.1)$$



де  $H$  - напір на спорудженні, м.

Очевидно, що ця глибина залежить і від геотехнічних характеристик ґрунтів, що складають розмивні підстави. За інших рівних умов на основах, складених незв'язними ґрунтами, вона більше, а на підставах з зв'язкових ґрунтів - менше. Істотні розмиви можуть виникати і в скельних підставах. Надійність останніх може виявитися недостатньою в випадках високонапірних водопропускних споруд, в яких потоки виходять в нижній б'єф зі швидкостями, що досягають (30...50) м/с і питомими витратами (100...300) м<sup>3</sup>/с. Численні спостереження за роботою таких споруд показали, що місцеві розмиви за ними можуть досягати глибини в кілька десятків метрів. Іншими словами, глибина розмиву, навіть на скельних підставах, стає сумірною з величиною діючого напору, а це може привести до втрати або всією спорудою, або окремої його секцією своєї стійкості. Очевидно, що ця глибина залежить і від геотехнічних характеристик ґрунтів, що складають розмивні підстави. За інших рівних умов на основах, складених незв'язними ґрунтами, вона більше, а на підставах з зв'язкових ґрунтів - менше.

Очевидно, що такі розмиви є неприпустимими і, щоб уникнути виникнення аварійних ситуацій, ділянка нижнього б'єфу за спорудою повинен мати належне кріплення. Для скорочення довжини останнього на його поверхні розміщують різні пристрої (гасителі, розщиплювачі, розсікателі, кінцеві суцільні або прорізні пороги і т.п.), основним призначенням яких є зменшення надлишкової кінетичної енергії потоку, поліпшення умов його розтікання в нижньому б'єфі та, як наслідок всього цього, зниження розмиває здатності потоку. Створення в нижньому б'єфі вищезазначених пристроїв вимагає певних капітальних витрат.

Тому, перед зведенням водопропускної споруди доводиться звертати особливу увагу на питання розрахункового обґрунтування і проектування кріплень і гасять пристроїв в нижньому б'єфі. В процесі проектування особливо важливих споруд зазвичай використовують не тільки різні методи розрахунків, а й результати модельних лабораторних досліджень, що дозволяють з відомим наближенням встановлювати найбільш оптимальні форми і розміри пристроїв

нижнього б'єфу. З іншого боку, наявні численні випадки небезпечних розмивів русла і аварійних підмивів вже побудованих споруд свідчать про недостатню надійність використовуваних дотепер методів розрахунку розглянутих кріплень. Таким чином, питання про надійність і правилах нормальної експлуатації кріплень і водопропускних отворів споруди не викликає сумнівів.

## 2.2 Гідравлічні умови роботи кріплення при різних типах сполучення б'єфів

Відомо, що при досить міцній основі або при запроектованому, належним чином, кріпленні, гасіння енергії скидається потоку відбувається найінтенсивніше саме в донному стрибку, схема якого наведена на рисунку 2.2.а. Не зупиняючись детально на теорії стрибка необхідно відзначити, що досить наочно картина перетворення енергії і гасіння надлишкової її частини в межах ділянки сполучення б'єфів була проаналізована Д.І. Куминов (див. рис. 2.1). Його інтерпретація цього процесу відбила зміна сумарної і конкретних величин питомої енергії по вертикальних перетинах потоку уздовж нижнього б'єфу.

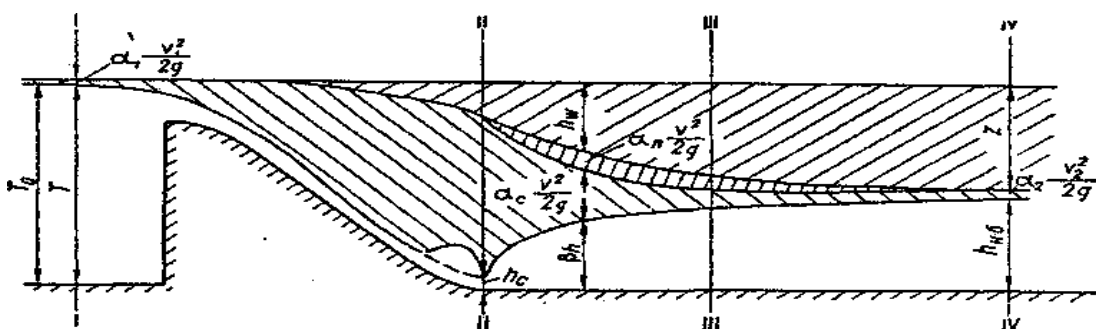
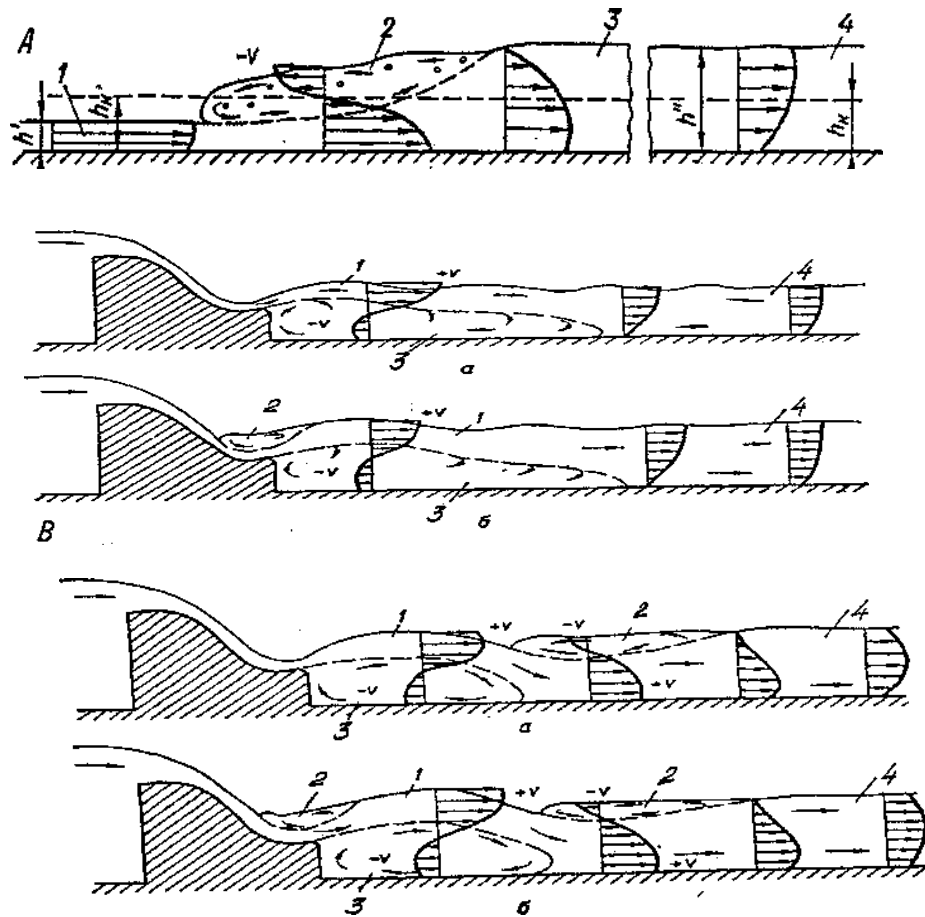


Рисунок 2.1 - Діаграма перетворення і гасіння енергії на ділянках водозливної греблі і сполучення б'єфів за нею



а) за типом донного стрибка, б) поверхневими, в) поверхнево донними режимами; 1 транзитна струмінь; 2 поверхневий валець; 3 донний валець за уступом; 4 спокійний потік.

## Рисунок. 2.2 Схема сполучення б'єфів

Побудовані і успішно функціонують водоскиди з носком - уступом на водозливній поверхні, схеми двох з яких наведені на рисунку 2.3. Широке застосування конструкції водозливів подібного типу знайшли при наявності скельної основи.

На рисунку 2.4 наведені схеми послідовної зміни режимів в нижньому б'єфі греблі, з уступом на водозливній грані, при поступовому збільшенні глибини потоку, для випадку плоскої задачі за даними С.М. Сліського (див. рис. 2.5.а) і М.М. Біляшівського (див. рис. 2.5.б).

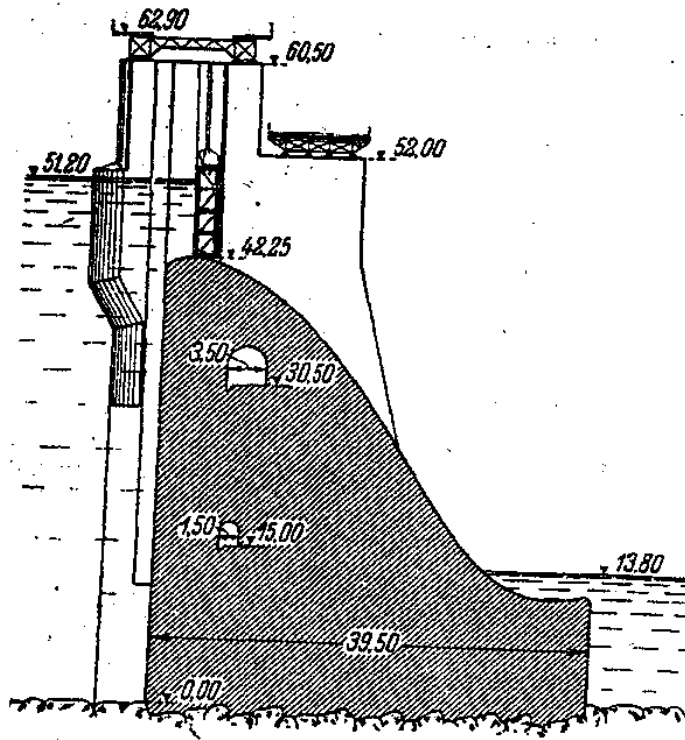


Рисунок 2.3 - Водоскид з носком уступом на водозливній грані Дніпровської греблі

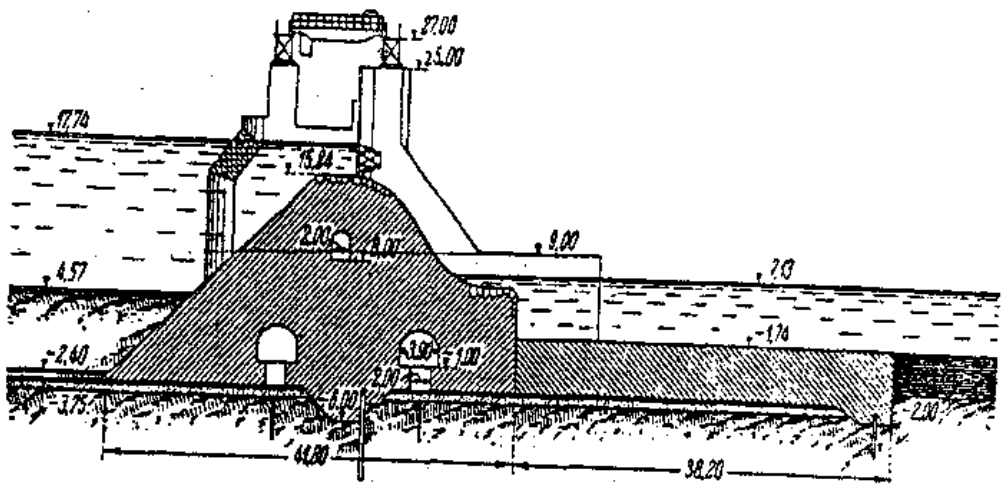


Рисунок 2.4 - Водоскид з носком уступом на водозливній грані Свірської греблі.

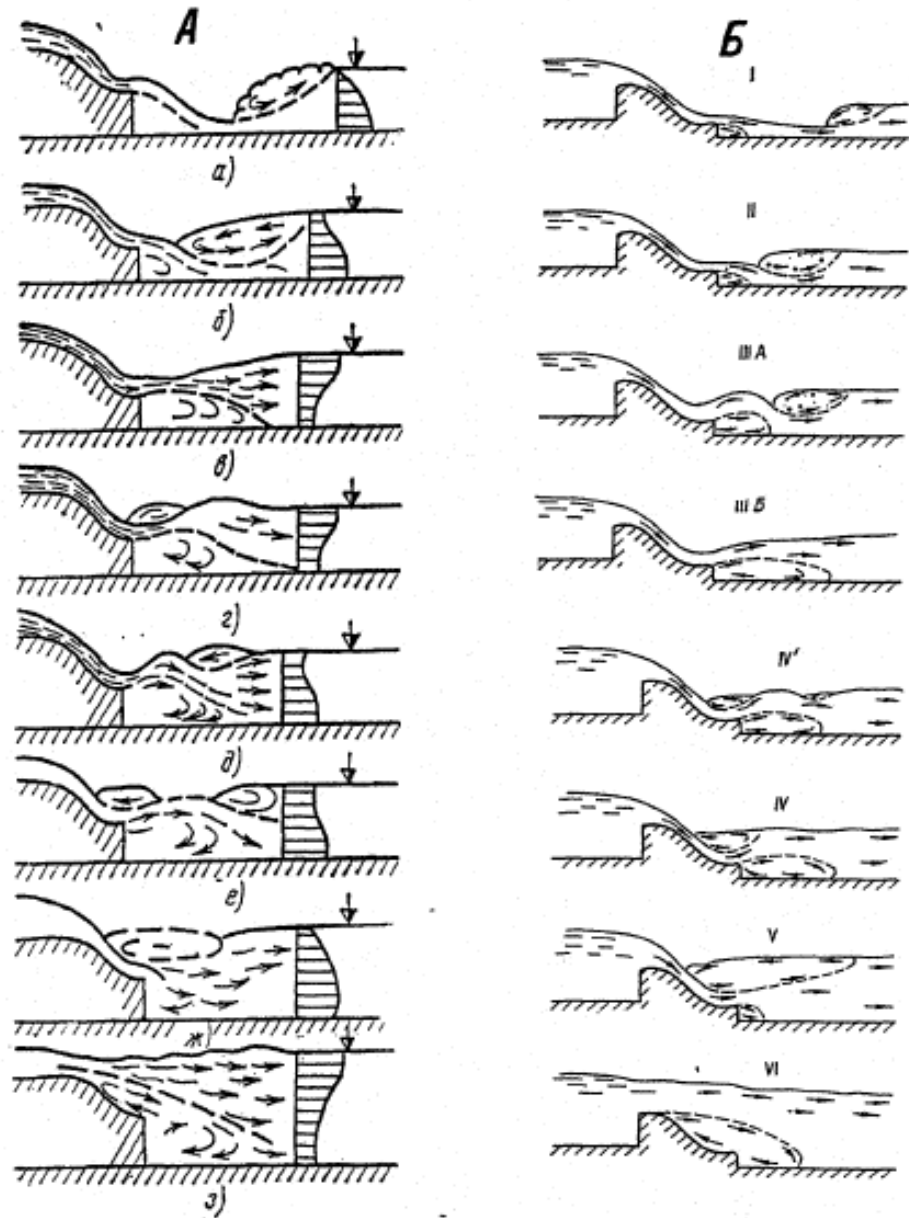


Рисунок 2.5 - Режими спостерігаються в нижньому б'єфі за водоскидами з уступами за даними С.М. Сліського і М.М. Біляшівського

### 2.3 Типи гасителів енергії в якості конструктивних заходів при боротьбі зі збійністю потку

Не менш ефективними, для запобігання шкідливих наслідків, а іноді самого виникнення явища збійністю, є конструктивні заходи.

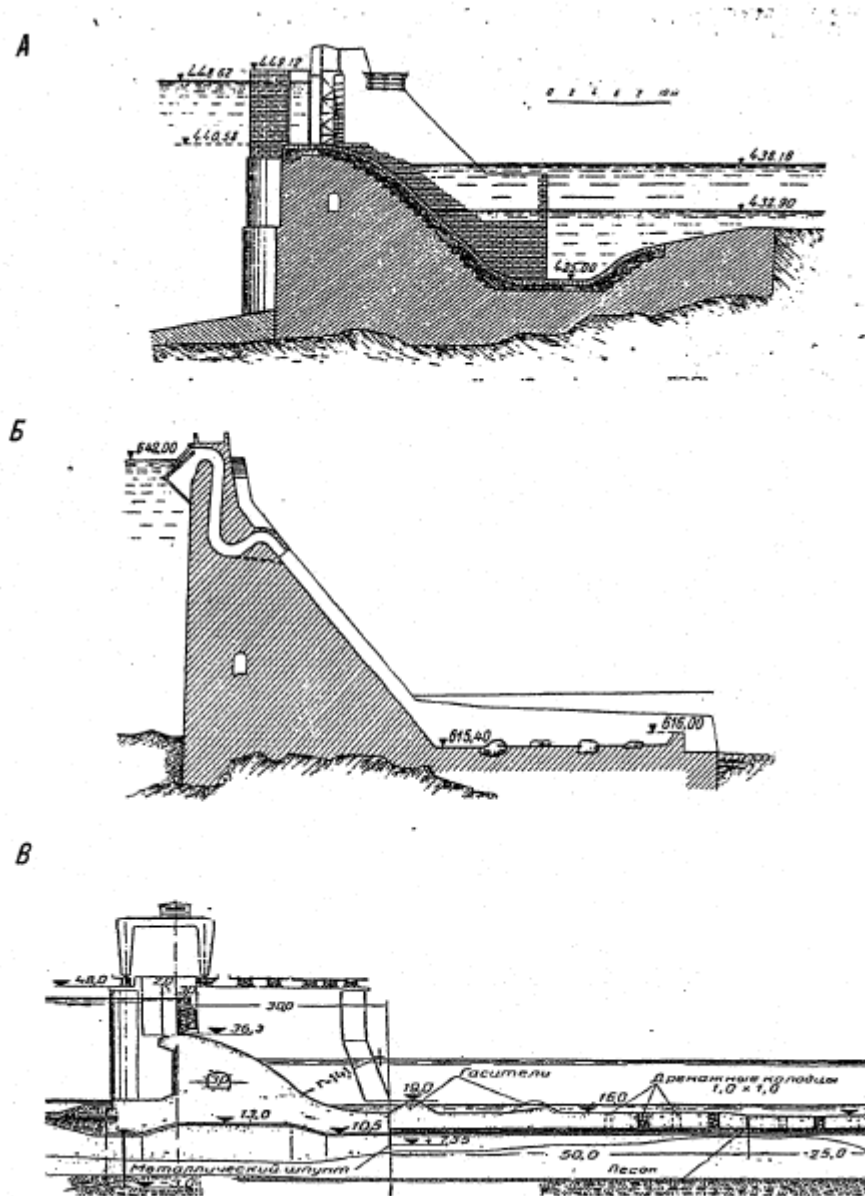
До конструктивних методів відносять :

- застосування різних типів гасителів і розстікателів,
- збільшують гідравлічний опір і створюють в межах водобоя вищий рівень поверхні води в порівнянні з нижнім б'єфом;
- використання гасителів і розстікателі в комбінації з водобійною стінкою або кінцевим розподільним порогом;
- підбір оптимальної довжини розділових бичків або підвалин, що дозволяють відокремити транзитну частину потоку від не транзитний мас рідини до тих пір, поки глибина його буде не суттєво менше глибини нижнього б'єфу;
- пристрій водобійної стінки, що створює такий перепад, що за нею утворюється донне сполучення б'єфів;
- надання поперечним перерізом відвідного русла полігональної форми, що перешкоджає розвитку збою;
- застосування криволінійних в плані і відповідним чином орієнтованих водозливів, що дозволяють забезпечити необхідне розширення потоку на рісберми;
- використання конструкцій кріплень, в межах яких потік розширюється або в плані, або по вертикалі (похилі водобоя).

На відміну від експлуатаційних, конструктивні заходи необхідно розробляти на попередніх стадіях проектування з можливим застосуванням модельних досліджень. В ході останніх, можлива розробка таких конструктивних рішень пристроїв нижнього б'єфу, які забезпечать не тільки досить ефективно гасіння надлишкової енергії потоку, а й дозволять зняти більшість обмеження в режимі їх експлуатації (перш за все при маневруванні затворами), не побоюючись при цьому несприятливих наслідків викликаних збійними течіями.

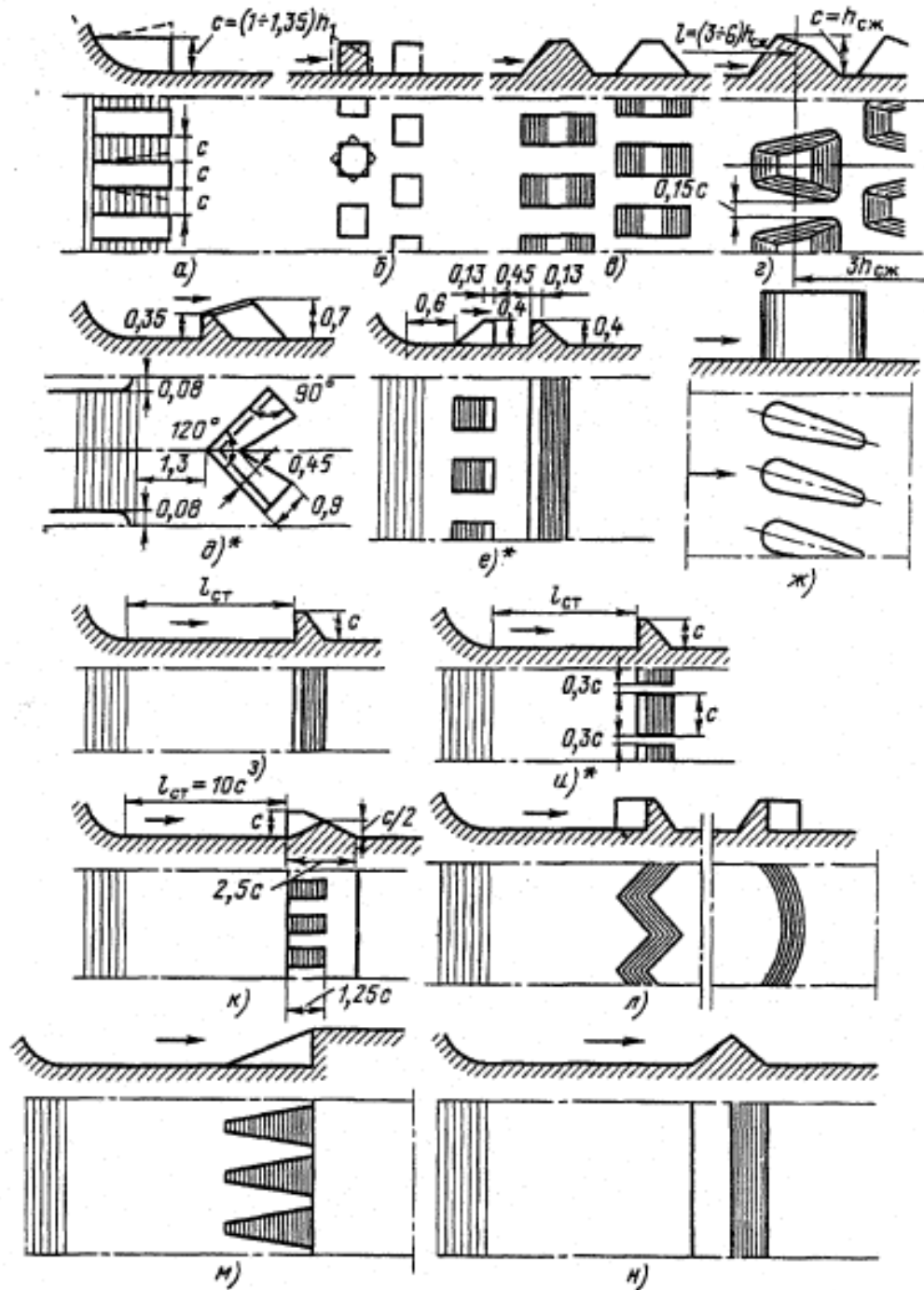
Різні типи гасячих пристроїв зазвичай конструюються практично для всіх водоскидних споруд, так на рисунку 2.6 можна побачити приклади побудованих і функціонуючих тривалий період часу споруд з різного виду водобійного пристроями. Основні типи гасителів, що стали вже традиційними, зображені на рисунку 2.7. Вони досить повно досліджені і для багатьох з них дано

рекомендовані області застосування і емпіричні залежності для розрахунку. На рисунку 2.8 показані різні типи шашечних гасителів досліджених М.М. Біляшівського, Н.Г. Пивоваром, Н.І. Калантиренко.



а) Земо-Авчальская ГЭС, б) гребля Ремпе, в) Цимлянская водозливная гребля

Рисунку 2.6 - Схеми кріплення в нижньому б'єфу гребель



а) розщиплювачі; б) шашки; в, г) пірси; д) гаситель-растекатель Д.І.Куміна; е) гаситель А.С.Образовского; ж) растекатели; з, і) суцільна і прорізна водобійні стінки; к) зубчастий поріг Т.Ребока; л) зигзагоподібний і криволінійний пороги; м) поріг з клиноподібними прорізами; н) поріг Шокліча.

Рисунок 2.7 - Види гасителів енергії, які найчастіше встановлюються в нижніх б'єсах водоскидів



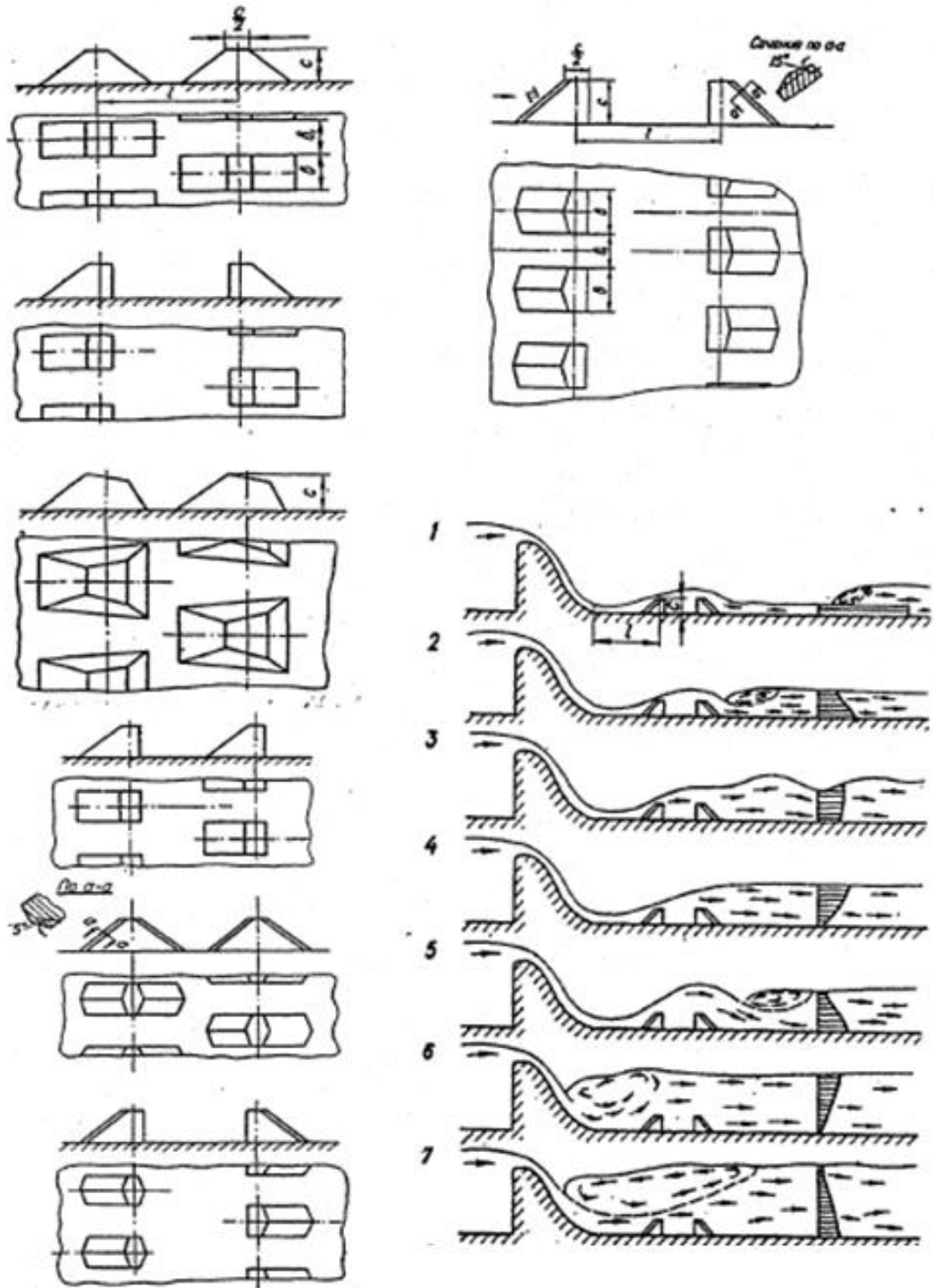
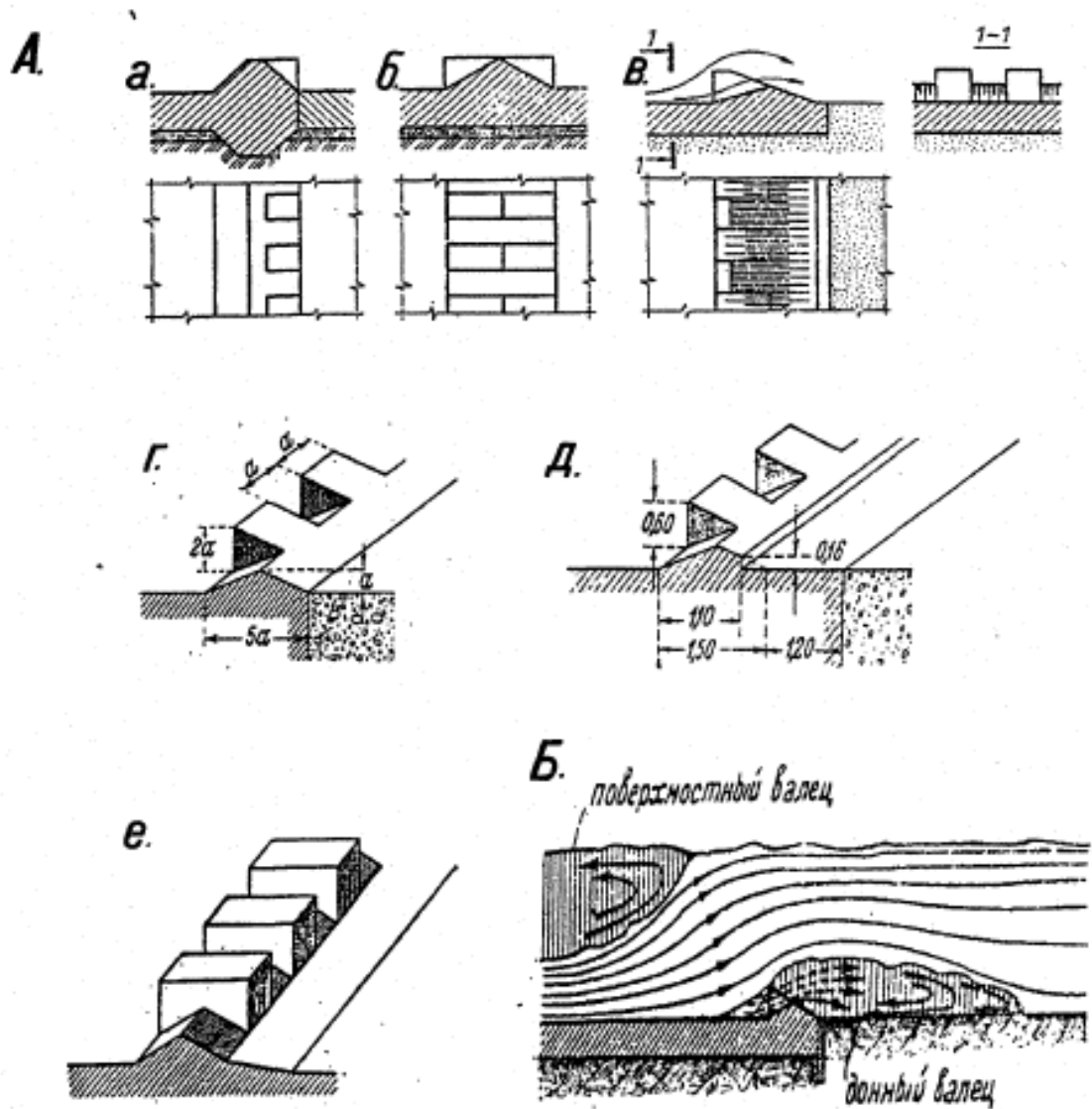


Рисунок 2.8 - Схеми різних типів шашкових гасителів і режими в нижньому б'єфі при встановлених на водобій двох рядах шашкових гасителів (праворуч)



а) типи прорізних порогів, б) принцип дії прорізного порога на потік

Рисунок 2.9 - Схеми прорізних порогів

Ще в тридцятих роках відомим австрійським гідротехніком Т. Ребок була запроєктована, досить добре зарекомендувала себе в експлуатації, конструкція кінцевого прорізного порога, яка і носить його ім'я. На рисунку 2.10 наведені ілюстрації ефективної роботи порогів подібного типу, а також приклад споруди з встановленим прорізним порогом

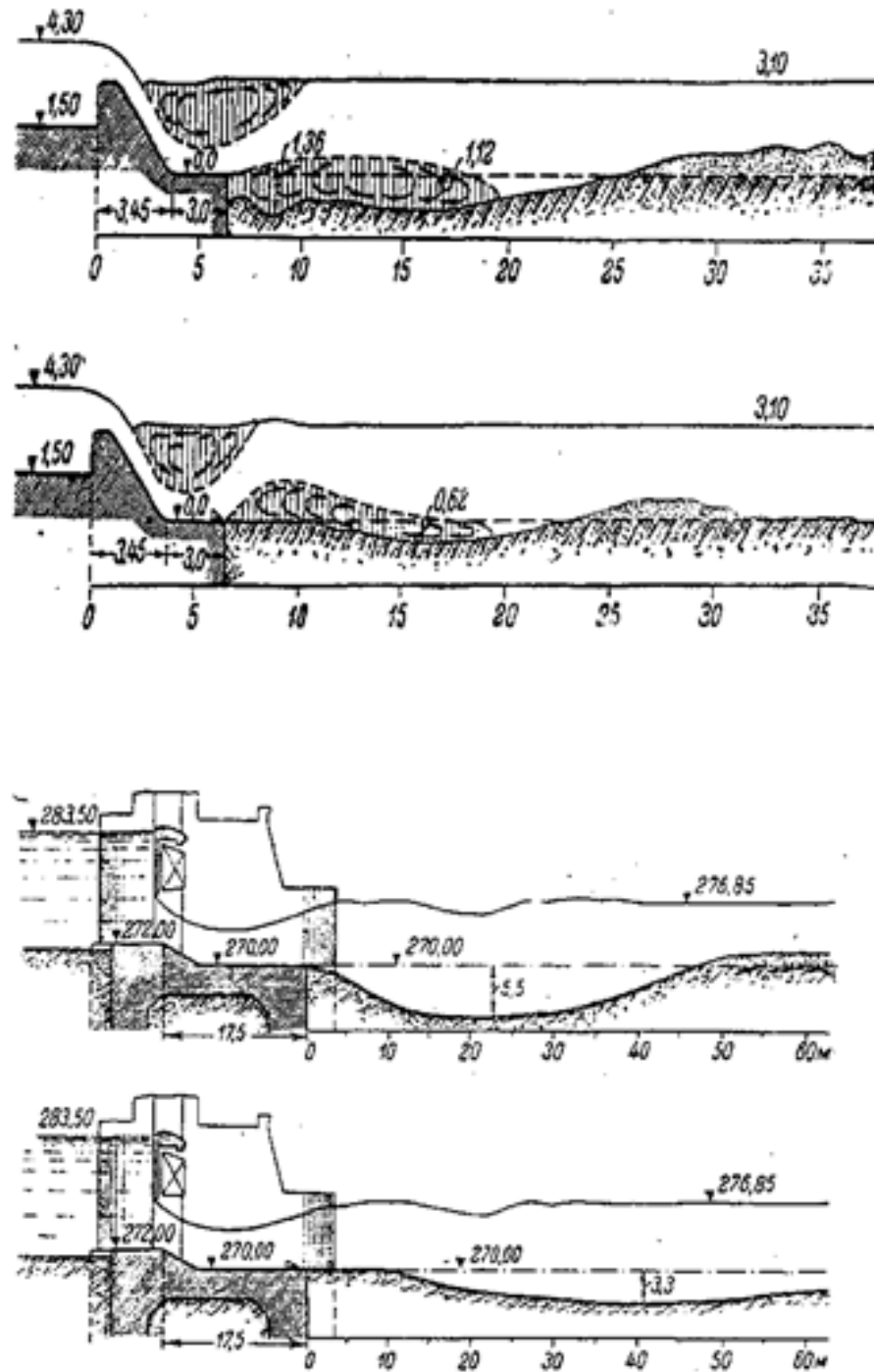


Рисунок 2.10 - Порівняльні ілюстрації ефективної роботи кріплення з зубчастим порогом отримані на моделях споруд

В даний час існує безліч різних модифікацій прорізних порогів, а також проведені дослідження водобою з порогом Ребок в кінцевій частині отримані гідравлічні режими, які показані на рисунку 2.11.

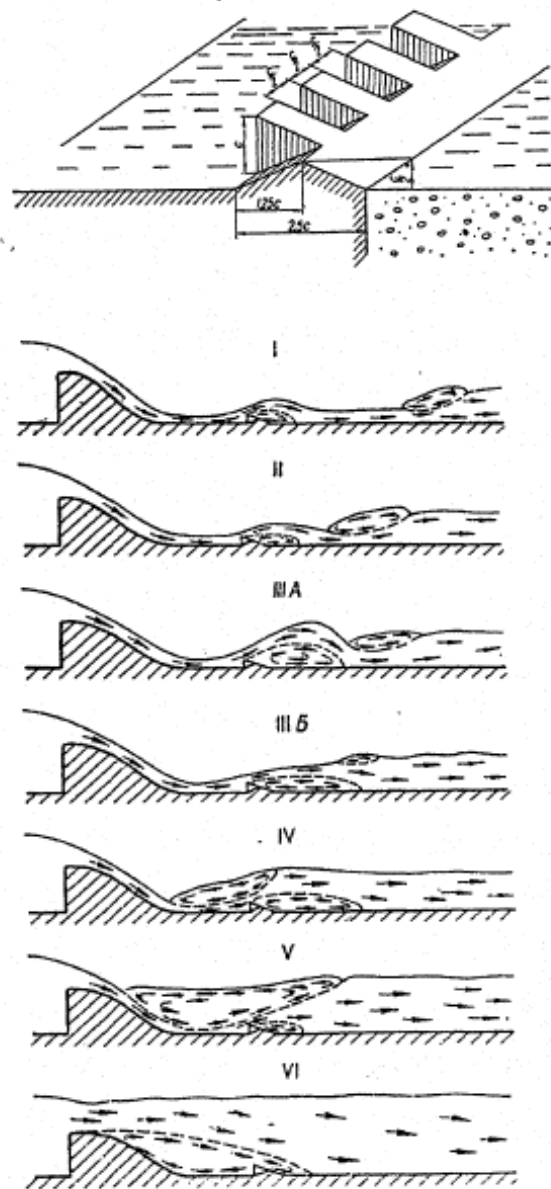


Рисунок 2.11 - Досліджуваний тип зубчастого донного порога (вгорі) і режими потоку спостерігаються при його використанні (внизу)

#### 2.4 Аналіз можливості перетворення надлишкової енергії гасителями потоку

Стосовно дослідження гасителів потоку, як предмет вироблення електроенергії. Це можливо якщо в конструкцію гасителя впровадити елементи

гідротубіни невеликих розмірів. Для цього найбільш підійде реактивна гідротубіна. Робоче колесо якої розташовується повністю в воді, тому потік води віддає енергію одночасно всім лопастям робочого колеса.

Є декілька варіантів перетворення надлишкової енергії потоку води в електроенергію за тілом греблі за допомогою гасителя потоку.

Турбіни, які можливо впровадити в конструкцію:

- тубіна Сарра;
- турбіна Горлова;
- ортогональна турбіна.

Розглянемо кожну.

#### 2.4.1 МікроГЕС Сарра

Гідроелектростанції знайомі людству вже більше ста років, але ми схильні думати про них як про величезні спорудах, побудованих для забезпечення енергією цілих міст. Сарра - це невелика гідротурбіна застосовна для забезпечення електроенергією поруч розположених готелів, баз відпочинку, розважальних майданчиків і віддалених селищ.

Японська компанія Ibasei представила компактну гідроустановка Сарра, призначення якої генерація електроенергії окремим споживачам у віддалених районах, а також при ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій (див.рис. 2.12).

Принципово, в конструкції гідроелектрогенератора немає нічого нового. Як завжди, лопаті обертаються водою і приводять в рух ротор генератора, що і призводить до вироблення електрики.

За словами представника компанії при швидкості течії 2 метри в секунду потужність генератора складає 250 Вт.

Можливе збільшення загальної потужності електростанцій, якщо встановити кілька турбін в одному місці і організувати їх роботу на загальне навантаження. Для вироблення потужності 1 КВт, знадобиться, з урахуванням можливих втрат, об'єднати п'ять турбін Сарра.

Генератор розрахований на використання в Японії. Тому його електричні параметри відповідають місцевим стандартам. Пристрій виробляє змінний струм частотою 50, 60 Гц і напругою 100 вольт.

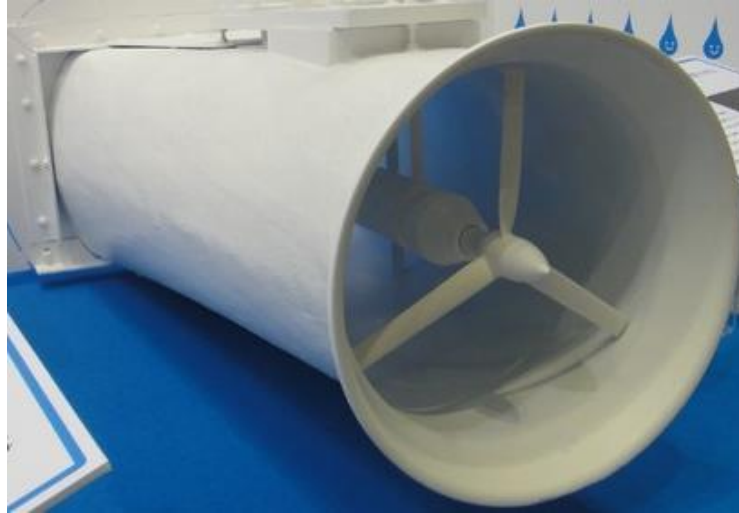


Рисунок 2.12 - Турбіна Сарра

Греблі потрібні електростанціям щоб гарантовано підтримувати високий тиск і швидкість потоку води. А завдяки такій турбіні, можлива її установка в тіло гасителя і при спуску води буде додаткова електроенергія.

#### 2.4.2 Гелікоїдна турбіна Горлова

Гелікоїдна турбіна Горлова - це найбільш ефективний пристрій для отримання енергії на гідроелектростанціях (див.рис. 2.13).

Турбіна Горлова - це більш досконала модель ротора Дарье, винайденого ще в 1931 році. За допомогою гелікоїдної турбіни можна отримувати до 35% кінетичної енергії з води. Мінімальна швидкість потоку - півтора метра в секунду, а мінімальний обсяг води - один кубометр. А значить, невеликі пристрої можна буде встановлювати навіть на неглибоких річках.

Гелікоїдний турбіна Горлова працює так. Її вісь розташована перпендикулярно потоку води, а лопаті турбіни - по спіралі уздовж осі. Самі

лопаті за формою нагадують крило літака - таким чином, ротор обертається тільки в одному напрямку. Потоки води з максимальною ефективністю обертають лопаті, а за рахунок спіральної форми турбіни швидкість їх обертання в два рази вище, ніж швидкість потоку.

Основною метою роботи полягає визначення впливу різних типів гасителів енергії на гасіння надлишкової енергії потоку в нижньому б'єфі водопропускних споруд, для вироблення електроенергії.



Рисунок 2.13 – Гелікоїдна турбіна Горлова

Ця гелікоїдна турбіна має три спіральні лопаті і під дією потоку води обертається в 2-3 рази швидше за швидкість течії. На відміну від багатотонних металевих турбін, застосовуваних на річкових гідроелектростанціях, розміри виготовленої з пластику турбіни Горлова невеликі (діаметр 50 см, довжина 84 см), маса її всього 35 кг. Еластичне покриття поверхні лопатей зменшує тертя об воду і виключає налипання морських водоростей і молюсків. Коефіцієнт корисної дії турбіни Горлова в три рази вище, ніж у звичайних турбін.

Ця турбіна в даний час використовується в проекті першої в світі океанської електростанції під керівництвом директора Лабораторії енергетики води і вітру Північно-Східного університету в Бостоні. Вона буде споруджена в

Флоридському протоці, де бере початок Гольфстрім. На його виході з Мексиканської затоки потужність водяного потоку складає 25 млн.м<sup>3</sup> в секунду, що в 20 разів перевищує сумарні витрати води у всіх річках земної кулі.

Гольфстрім не є єдиною океанською течією, яка може бути використана для вироблення електроенергії. Японські вчені, наприклад, говорять про велику ефективність подібних споруд на тихоокеанському перебігу Куросіо. Про його колосальному енергетичному потенціалі дозволяють судити наступні цифри: у південній частині острова Хонсю ширина течії становить 170 км, глибина проникнення - до 700 м, а обсяг потоку - майже 38 млн. м<sup>3</sup> в секунду.

#### 2.4.3 Ортогональна турбіна

Ортогональна турбіна містить вигнуту по циліндричній гвинтовій лінії, має одну лопать з аеродинамічним профілем в її поперечному перерізі, причому лопать встановлена поперек набігаючого на неї потоку повітря або води з можливістю обертання навколо осі циліндричній гвинтовій лінії, а вхідні кромка аеродинамічного профілю спрямована в бік обертання лопаті, при цьому кінці лопаті закріплені щодо вала, встановленого з можливістю обертання (див. рис. 2.14).

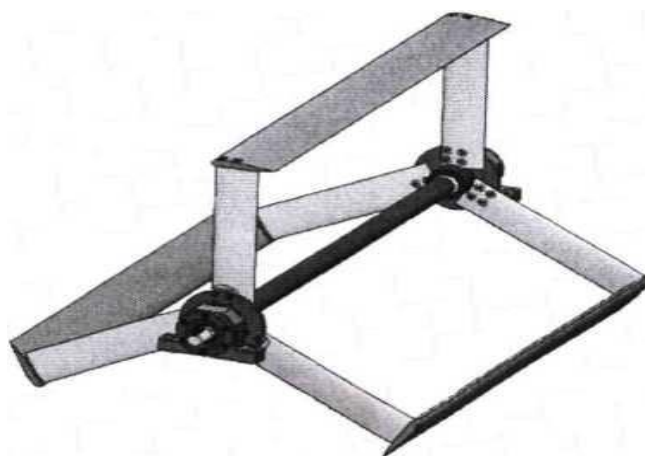


Рисунок 2.14 – Ортогональна турбіна



Розмиви в нижньому б'єфі є неприпустимими і, щоб уникнути виникнення аварійних ситуацій, ділянка нижнього б'єфу за спорудою повинен мати належне кріплення. Для скорочення довжини останнього на його поверхні розміщують різні пристрої (гасителі, розщиплювачі, розсікателі, кінцеві суцільні або прорізні пороги і т.п.), основним призначенням яких є зменшення надлишкової кінетичної енергії потоку, поліпшення умов його розтікання в нижньому б'єфі та, як наслідок всього цього, зниження розмиває здатності потоку. Створення в нижньому б'єфі вищезазначених пристроїв вимагає певних капітальних витрат.

Стосовно дослідження гасителів потоку, як предмет вироблення електроенергії. Це можливо якщо в конструкцію гасителя впровадити елементи гідротубіни невеликих розмірів. Для цього найбільш підійде реактивна гідротубіна. Робоче колесо якої розташовується повністю в воді, тому потік води віддає енергію одночасно всім лопастям робочого колеса.

Розглянувши усі існуючі турбіни які можливо використовувати в даному проекті більш за все нам підходить ортогональна турбіна. Тому далі будемо робити аналіз саме цієї турбіни і розраховувати її для розробки і аналізу проекту.

### 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ОРТОГОНАЛЬНОЇ ТУРБІНИ

У 1931 році інженер Дарьє (GJM Darrieus) отримав патент на винахід «Турбіна має вісь обертання перпендикулярну набігаючого потоку». Основними перевагами свого винаходу він вважав: порівняно високу швидкохідність турбіни, що забезпечує можливість виключення дорогих важких механічних передач; низькі втрати, зумовлені мінімальним опором потоку профільованих лопатей, які є робочими органами; незалежність працездатності турбіни від напрямку потоку. Примітним є той факт, що Дарьє в своєму патенті описав 20 різних варіацій конструкцій турбіни, не наводячи при цьому жодної формули, яка описує енергетику турбіни. У 1975 р Масгроув в Канаді запропонував замінити в роторі Дарьє вигнуті лопаті прямими. У 1984-1986 в Японії і Канаді були випробувані в напірному потоці поперечно-струменеві турбіни з прямими лопатями крилоподібного перетину. Однак їх коефіцієнт корисної дії виявився не більше 40 % і подальші дослідження були припинені.

#### 3.1 Аналіз робіт в області розробки і дослідження ортогональних турбін

У період з 1989 по 2000 рік фахівці ВАТ «НІЕС», в результаті експериментальних досліджень визначивши оптимальні геометричні параметри проточної частини і лопатевою системи поперечно-струменевого турбіни, підвищили її ККД до 65 % і довели доцільність її застосування в напірних гідроелектростанціях.

Теоретичні та експериментальні дослідження ротора Дарьє інтенсивно ведуться з 80-х років. У ряді країн почали розробляти нові конструкції вертикально-осьових вітроенергетичних установок (ВЕУ) з ротором Дарьє [1, 2]. В даний час накопичений великий досвід в розробці та експлуатації таких ВЕУ.

Подальше вдосконалення конструкції енергетичних установок з ротором Дарьє потребує вирішення низки проблем. Основне місце серед них займають

проблеми аеродинамічного розрахунку, самозапуска ротора і обмеження його оборотів, а також вибір параметрів конструкції при яких енергія потоку використовується найбільш ефективно. Вирішенню цих проблем присвячені роботи [3-7].

У роботах [3, 4] наведені результати експериментальних досліджень роторів Дарьє з прямими лопатями в широкому діапазоні змін конструктивних параметрів, в [5] запропонована методика розрахунку ротора на основі теорії підйомної сили, в [6, 7] встановлена аналогія між обертовими лопатями ротора Дарьє з махають крилом і, як наслідок цього, показана можливість отримання ротором Дарьє енергії потоку більше, ніж ідеальним ветроколесом пропелерного типу. Крім того, в [7] запропоновано новий спосіб аеродинамічного регулювання числа оборотів ротора. Істотний внесок в розвиток ортогональних турбін вніс доктор технічних наук В.М. Ляхтер, який розробив конструкцію гелікоїдної (з лопатями вигнутими по гвинтових ліній) турбіни, що відрізняється високою збалансованістю аеродинамічного навантаження.

Аналіз опублікованих по цій проблемі матеріалів [8, 12], не дозволяє аргументувати вибір параметрів ротора і, тим більше, провести їх оптимізацію при проектуванні для конкретних умов експлуатації. У роботах [8, 11] наводяться дані експериментальних досліджень деяких окремих випадків виконання ортогональних турбін з декларованими великими енергетичними характеристиками в порівнянні з аналогами. Зокрема, для погруженого енергоблоку становить інтерес конструктивний варіант пристрою направляючого пандуса або вута від дна русла річки до нижньої позначки (рівнем) траси лопатей ортогональної турбіни [12]. Пристрій такого вута, як стверджується в даній роботі, збільшує коефіцієнт використання енергії потоку  $C_n$  від 0,54 - у вільному потоці до 0,69 в схемі з вутом, швидкохідні збільшується до 3,5.

В роботі [11] схема визначення геометричних параметрів проектованої турбіни ґрунтується на залежності коефіцієнта використання потужності потоку  $C_n$  від відносної швидкості руху лопаті, отриманої в ході експериментів в

гідравлічному лотку або в аеродинамічній трубі при різних умовах. Однак підстави для вибору конкретної енергетичної характеристики не наводяться, так само як і точні значення параметрів, при яких вони були отримані.

Слід зазначити, що в розглянутих роботах недостатньо повно розкривається вплив форми профілю лопаті на енергетичні характеристики проектованої турбіни і критерії її вибору.

Результати наведених вище досліджень дозволяють узагальнити інформацію про найбільш ефективному становищі лопаті наступним чином: хорда лопаті повинна бути орієнтована по дотичній до кругової траєкторії руху або під кутом  $(3..5)^\circ$  до дотичній. У ортогональній турбіні використовується дія тягнущої сили, що виникає при обтіканні лопатей з кутами атаки, меншими критичного.

У роботах [10, 12] використані спрощені схеми розрахунку так званого «ідеального» агрегату або - «нуль-розмірні» моделі. Чи не зупиняючись детально на деталях розглянутих розрахункових схем, відзначимо, що результати оцінок  $C_n$  по різних моделям сильно відрізняються, а переконливі підстави для вибору моделі відсутні. Дані розрахункові моделі дозволяють формально врахувати багато : профіль лопаті (коефіцієнти  $C_u$ ,  $C_x$ ), кількість лопатей, кут установки лопаті і інше, проте гальмування потоку перед ОРК, а значить і швидкохідні з і коефіцієнт  $C_n$  за цими моделями визначаються на підставі ряду припущень, експериментально не підтверджені. Крім того, використання таких моделей не дозволяє врахувати вплив граничних умов.

Паралельно з розвитком конструкції ортогональної турбіни розвивалися і методи її теоретичних і експериментальних досліджень. Проблема проектування ортогональної турбіни полягає в тісному зв'язку завдання конструкційної оптимізації і гідродинамічних ефектів, тобто завдання є мультидисциплінарної. Щоб оптимізувати і вивчити енергетичну і механічну поведінку турбіни, у інженера повинні бути методи моделювання робочого процесу з низькими тимчасовими витратами.

Серед безлічі методів теоретичного дослідження ортогональних турбіни основними є: теорія елемента крила (Blade element theory), імпульсна теорія елемента крила (Blade element momentum (BEM) theory); одномірні теорії відбору імпульсу у потоку (Жуковський, Beltz); чисельні методи вирішення двох-і трьох-мірних задач гідродинаміки; методи вирішення пов'язаних задач (Fluid-Structure Interaction); методи умовної оптимізації; експериментальні методи.

Теорія елемента крила - математична теорія, яка полягає в описі діючих сил на елемент крила, з подальшою інтеграцією рівнянь по довжині лопаті. У роботах Іванова І.І. і Баклушін П.Г. наведені результати експериментальних досліджень роторів Дарье з прямими лопатями в широкому діапазоні змін конструктивних параметрів, і запропонована методика розрахунку ротора на основі теорії підйомної сили.

Дана теорія дозволяє оцінити вплив параметрів лопаті на енергетику турбіни і визначити діючі навантаження, проте в силу прийнятих припущень не дозволяє точно спрогнозувати енергетичні параметри турбіни.

У імпульсній теорії елемента крила (BEM) використовуються два підходу вивчення процесу роботи турбіни. Перший полягає у використанні рівняння збереження імпульсу потоку, що проходить через турбіну, другий - у визначенні сил, що діють на лопать при різних умовах. Ці два підходи дають рівняння, які можна об'єднати в систему і вирішити спільно.

У статті [13] приведена модель розрахунку навантажень, що діють на лопаті мегаватної аеродинамічної турбіни, з урахуванням таких факторів як: затінення, і вібрація вежі і лопатей. Однак не показано вплив геометричних характеристик турбіни на динамічні параметри і, як наслідок, на працездатність турбіни.

Моделям імпульсу [14], які засновані на рівнянні сил, що діють на лопаті, зі зміною імпульсу потоку, що протікає через ротор, потрібна менша час на обчислення. Порівняно низькі обчислювальні витрати таких моделей, роблять їх корисним інструментом при проектуванні турбін. Однак, основний недолік таких моделей це некоректне опис зміни імпульсу для задач з високими

швидкостями і високим значенням коефіцієнта затінення турбіни. Одномірні теорії відбору енергії у потоку (теорії ідеальних турбін) побудовані на законі збереження енергії і маси і дозволяють визначити максимальну потужність гідроустановки, однак не дозволяють наблизитися до визначення технічних характеристик турбіни.

Застосування обчислювальних методів гідродинаміки (CFD) у вирішенні завдань визначення енергетичних характеристик турбін дозволяє оцінити вплив багатьох параметрів, таких як: геометрія лопаті, шорсткість поверхні, крайові ефекти, наявність вільної поверхні, кавітація і ін. Однак постановка і рішення задач за допомогою методів CFD вимагає значних часових ресурсів, що істотно ускладнює реалізацію методів оптимізації.

Методи вирішення пов'язаних задач (Fluid-Structure Interactions) застосовуються для аналізу напружено-деформованого стану (НДС) елементів турбіни, що визначається діючими навантаженнями. Точна передача даних про навантаження дозволяє отримати більш повну картину розподілу напружень, як у просторі, так і в часі. В роботі [15] присвяченій розробці методики проектування ортогональних турбін, що враховує виникнення в лопатях турбіни напругу, на основі розробленої методики створено конструкція лопатей, що дозволяє значно зменшити інтенсивність циклічних навантажень і збільшити термін служби турбіни. Даний метод добре застосовуємо на остаточній стадії проектування турбіни, для більш точного визначення ресурсу турбіни, але, внаслідок тісного зв'язку завдання гідродинаміки з завданням розрахунку НДС і необхідного обчислювального ресурсу, рішення задачі оптимізації енергетичних характеристик турбіни і НДС її елементів стає неможливо.

Оптимізація ортогональної турбіни є багатокритеріальною, екстремальною задачею, для вирішення якої необхідне застосування детермінованих і стохастичних методів нелінійного програмування. У статті [16] представлена модель багатокритеріальної оптимізації вітрової турбіни, метою вирішення якої є підвищення енергетичних характеристик турбіни і мінімізації діючих навантажень. Результатом її роботи стала конструкція горизонтально-

осьової трилопатевої турбіни мінімальної вартості. Ключовим моментом методики є застосування різних алгоритмів для оптимізації параметрів турбіни і оптимізації геометрії лопаті.

Основними завданнями експериментальних досліджень ортогональних турбін були верифікація теоретичних моделей і створення емпіричних моделей енергетики турбіни.

У 2005 - 2010 рр. фахівці НДЛ «Поновлювані джерела енергії» довели доцільність застосування ортогональної турбіни в складі свobodнопоточної мікроГЕС [17].

На сьогоднішній день не існує загальноприйнятої методики проектування ортогональної турбіни.

### 3.2 Дослідження в області працездатності турбіни

При всьому різноманітті типів і конструктивних рішень мікроГЕС їх невід'ємною частиною є гідротурбіна. Тому розробка, створення і вдосконалення основних елементів турбін є важливою стороною розвитку енергетики.

Збільшення потужності і ускладнення конструкції турбін супроводжується підвищенням вимог до їх надійності. Підвищення ресурсу турбомашин також є однією з основних задач поліпшення їх якості.

Деталі турбіни при роботі схильні до силових дій. Силові впливи, що надаються на ортогональну турбіну можна поділити на два види: повільно мінливі і швидкоплинні впливу.

Повільно мінливі впливу характерні для перехідних режимів - пуску, навантаження, розвантаження і зупинки турбіни. Швидкоплинні впливу в ортогональної турбіни обумовлені двома причинами: змінними навантаженнями, залежними від кута повороту турбіни (гідродинамічна причина), невірноваженістю ротора і іншими технологічними похибками виготовлення та складання ротора. Швидкоплинні впливу є джерелами коливань елементів

турбіни. При певній інтенсивності впливу можливі пошкодження (руйнування) деталей турбіни внаслідок втоми.

Для розрахунків напружень і деформацій в деталях турбіни при заданих зовнішніх умовах необхідно мати певні співвідношення (кінцеві, диференціальні, інтегральні) між напруженнями і деформаціями, тобто знати фізичні закони деформування матеріалу. Для матеріалу, що знаходиться в пружному стані, таким законом деформування є закон Гука; при напружених, що перевищують межу пружності, необхідно опис пружно деформування.

Так як розрахунок деформацій і напружень в деталях турбіни з урахуванням їх змін у часі ще не дає можливості судити про міцність турбіни, то необхідно мати критерії міцності, що встановлюють співвідношення між параметрами міцності у вигляді нерівностей, що визначають допустиму область в просторі параметрів міцності. Для ортогональної турбіни характерними параметрами міцності є напруги в небезпечних точках лопатей турбіни, амплітудні деформації лопатей.

Вихід з ладу - відмова, деталі ортогональної турбіни (або всієї турбіни) може відбутися не тільки внаслідок порушення її міцності, але і через неприпустимого зміни розмірів і форми деталі і зачіпання обертових деталей за нерухомі, через підвищення вібрації.

Якщо напружений стан в деякому кінченому обсязі однорідно, то умовами міцності служать нерівності, В

$$\delta_* \leq \frac{\delta_s}{n_s} = R_s, \quad (3.1)$$

$$\delta_1 \leq \frac{\delta_B}{n_B} = R_B, \quad (3.2)$$

де  $\delta_*$  - інтенсивність напруги, В;

$\delta_1$  - максимально головна напруга, В;

$n_s$  - коефіцієнт запасу міцності за межею текучості;



$n_s$ - коефіцієнт запасу міцності за тимчасовим опором.

У турбобудуванні для оцінки статичної міцності, при напруженому стані близькому до однорідного, переважно використовується критерій максимального дотичного напруження, що записується у вигляді, В

$$2\tau_{13} = \delta_1 - \delta_3 \leq \frac{\delta_s}{n_s} = R_s, \quad (3.3)$$

де  $\tau_{13}$ - максимальне дотичне напруження;

$\delta_1, \delta_3$ - максимальне і мінімальне головні нормальні напруги.

Умова передбачає, що руйнування матеріалу відбувається внаслідок дії нормального напруги (руйнування відривом).

Поряд з руйнуванням відривом існує руйнування під дією дотичних напружень (руйнування зрізом). Це, наприклад, кріплення траверс і лопатей. У цьому випадку умова міцності можна записати так

$$\delta_* \leq \frac{\delta_\tau}{n_\tau} = R_\tau; \delta_\tau = \sqrt{3}\tau_{cp}, \quad (3.4)$$

де  $n_\tau$  - коефіцієнт запасу за граничним напругою зрізу;

$R_\tau$  допустиме напруження при зрізі;

$\tau_{cp}$  - максимальне напруження зрізу.

Граничне напруження зрізу  $\delta_\tau$  - дотичне напруження, при якому спостерігається руйнування зрізом. Коефіцієнти запасу статичної міцності  $n_s, n_B, n_\tau$  вибирають за результатами експериментальних даних статистично оброблених відмов і наслідків, що викликаються відмовою деталі.

Циклічне навантаження матеріалу призводить до накопичення ушкоджень і, як наслідок, до руйнування через певне число циклів зміни навантажень.

У турбінах багато циклових втома зумовлена вібрацією елементів: робочих лопаток, вала під впливом швидкозмінних впливів. При безперервному циклічному навантаженні, в умовах високих частот впливів базове число циклів

$10^7$  накопичується за кілька десятків годин, отже, при проектуванні турбіни, необхідно щоб значення діючих циклічних напружень, був свідомо нижче межі втоми.

У книзі [18] розглянуті умови роботи деталей, підхід до вибору матеріалів, сучасні методи розрахунку на статичну і динамічну міцність.

У літературі наведено безліч моделей руйнування, дозволяють визначити запас міцності і довговічності. Природний розкид значень критеріїв міцності матеріалу і відхилення навантаження від розрахункових значень враховується коефіцієнтами запасу, що гарантують працездатність конструкції при поєднанні силових і інших чинників таким чином, що при проектуванні ортогональної турбіни в першу чергу необхідно мати можливість розраховувати діючі напруги, і оптимізувати їх значення з урахуванням гранично допустимих.

### 3.3 Дослідження в галузі динаміки турбіни

Ортогональна турбіна є роторною турбомашиною, що має дві і більше опор. Багатоопорний ротор зазвичай збирають з декількох роторів, з'єднаних муфтами. Такий ротор називають валопроводом. Найбільш важливими причинами коливань валопровода турбомашин є [19]:

- технологічні похибки виготовлення і збірки ротора і його компонентів призводять, підсумовуючись, до розбіжностей центру мас в поперечних перетинах валопровода з геометричним центром перетинів. Ця невідповідність ротора викликає обурення з частотою, рівній частоті обертання ротора, будучи головною причиною його поперечних коливань і непостійних в часі прогинів і реакції опор;

- не рівножесткість січень перетинів вала відносно взаємно перпендикулярних осей. Це є причиною коливань ротора з подвійною частотою в порівнянні з частотою його обертання. Джерелом обурення при цьому є власна вага ротора. Якщо вал має таке січення(перетин), що жорсткість вала щодо взаємно перпендикулярних осей різна, то прогин ротора від власного ваги

залежить від кутового положення ротора, що і призводить до появи обурюючих дій з частотою рівній подвійній частоті обертання ротора;

- неконсервативні сили, що діють на ротор. Вони є причиною самозбудження коливань (автоколивань) ротора;

- раптові динамічні впливи на ротор, що викликають перехідні коливання ротора.

Найважливішими характеристиками ротора є його критичні частоти обертання. На практиці критичні частоти виявляються при знятті амплітудно-частотної характеристики ротора (див.рис. 3.1). Для консервативних систем, тобто для систем без демпфірування, амплітуди коливань необмежено великі.

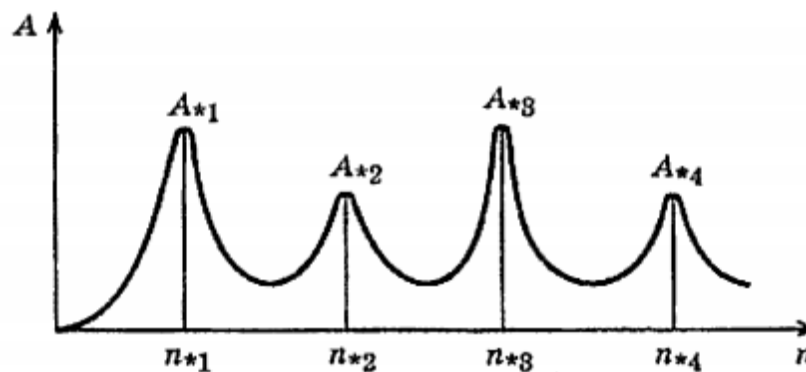


Рисунок 3.1- Амплітудно-частотна залежність коливань ротора

Демпфірування істотно впливає на амплітуди коливань, але порівняно мало впливає на критичні частоти ротора [20].

Поряд з критичними частотами обертання існують власні частоти коливань ротора, які можуть бути виявлені при незмінній частоті обертання (наприклад, номінальною) і при порушенні обертового ротора збудливою силою.

Можна сказати, що критичні частоти обертання суть власні частоти коливань системи ротор-опори на критичних частотах обертання валопровода. При критичній частоті обертання ротора спостерігається резонанс. В роботі [21] детально розглянуті методи визначення міцності та вібраційної надійності елементів турбомашин.

### 3.4. Моделювання ортогональної турбіни

#### 3.4.1. Опис ортогональної турбіни засобами об'єктно-класифікаційного моделювання

Наведемо предметну область і об'єкт дослідження засобами об'єктно-класифікаційного моделювання (ОКМ). Основними категоріями ОКМ є поняття: об'єкт, клас, відношення (зв'язок), система. Об'єкт - це реальна або абстрактна сутність, яка визначається як предмет, на який спрямована мислення або дію.

В теорії ОКМ будь-які об'єкти визначаються шляхом деталізації і конкретизації перерахованих атрибутів даного поняття. Допускається також доповнювати, конкретизувати або змінювати цей перелік атрибутів в залежності від природи визначених об'єктів.

При проектуванні складних систем дослідник (розробник) повинен вибирати необхідні йому екземпляри об'єктів із заданого класу об'єктів шляхом конкретизації значень їх атрибутів (ідентифікації).

Засоби ОКМ дозволяють не тільки найбільш повно описати робочий процес самої ортогональної турбіни, а й формалізувати дослідний процес.

Таким чином, для створення моделі робочого процесу ортогональної турбіни, необхідно описати такі об'єкти:

- водний потік, який має здатність взаємодії з елементами турбіни;
- лопать турбіни, що володіє здатністю, впливати параметрами своєї геометрії на силові навантаження, що діють з боку водного потоку;
- лопатева система, яка сприймає силові навантаження, що діють з боку водного потоку, і передає крутний момент на вал ротора турбіни.

#### 3.4.2. Математичні моделі об'єктів дослідження

Низьконапірні ортогональні турбіни відносяться до реактивних поперечно-струменевим турбін, які працюють у вільному або стиснутому потоці

рідини або газу. Характерна особливість ортогональної турбіни у тому, що лопаті, закріплені на роторі турбіни, мають крилоподібний профіль, обтікання якого потоком середовища створює підйомну силу, тангенціальна складова якої забезпечує тягнучу силу лопаті, причому в робочому режимі швидкість руху лопаті перевищує швидкість навігаючого на турбіну потоку.

При формуванні математичної моделі необхідно отримати: рівняння функції кута атаки водного потоку; рівняння тягнучої сили; рівняння зміщення центру тиску уздовж хорди лопаті. Розроблена математична модель, заснована на визначенні тягнучої сили лопаті, що виникає внаслідок нахилу вектора підйомної сили крила по відношенню до її хорди при ненульових кутах атаки. Введемо декартову систему координат  $XOY$ , початок якої збігається з віссю обертання турбіни, а також полярну систему координат  $\varphi Or$  (див.рис. 3.2)

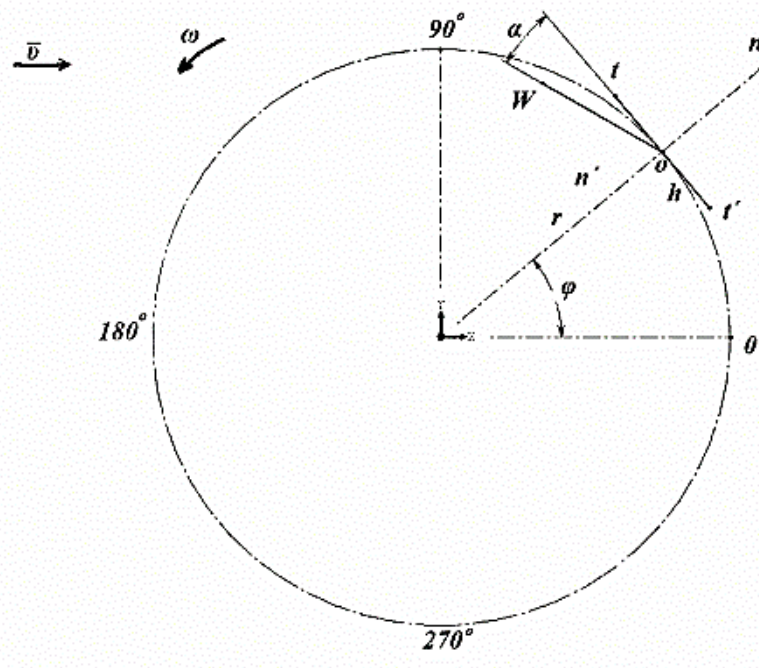


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема ортогональної турбіни

Турбіна обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  в напрямку, що збігається з позитивним напрямком кутової координати  $\varphi$ . Напрямок потоку, що навігає  $\vartheta$ , збігається з віссю  $OX$ . Також, умовно зобразимо хорду лопаті  $h$ , і введемо

систему координат  $nOt$ , пов'язану з лопатою, т.О збігається з середньою точкою хорди лопаті. Ось  $tt'$  є дотичною до траєкторії руху лопаті, а вісь  $nn'$ , перпендикулярна дотичній.

Під час руху вектор окружної швидкості  $\vartheta_{\text{окр}} = \omega r$  складається з вектором потоку, що набігає  $\vartheta$ , результатом чого стає вектор результуючого потоку  $W$ , модуль якого можна обчислити за формулою

$$W(\varphi) = \sqrt{a\vartheta^2 + b\vartheta^2 + 2 \cdot \vartheta \cdot \vartheta_{\text{окр}} \cdot \cos(\beta(\varphi))}, \quad (3.5)$$

де,  $\beta(\varphi) = \varphi - 90^\circ$  - кут між векторами окружної швидкості та набігаючого потоку. Кут між  $\vartheta_{\text{окр}}$  та  $W$  і є кутом атаки  $\alpha$ .

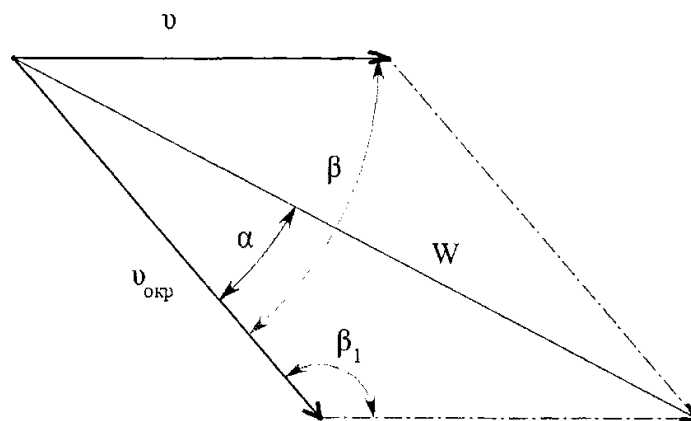


Рисунок 3.3 - Паралелограм швидкостей

Скориставшись теоремою синусів для одного з трикутників паралелограма швидкостей (див.рис. 3.3), отримаємо функцію кута атаки

$$\alpha(\varphi) = \text{asin} \left( \frac{-\vartheta \cdot \sin(\beta_1(\varphi))}{W(\varphi)} \right), \quad (3.6)$$

де  $\beta_1(\varphi) = 180^\circ - \beta(\varphi)$ .

Кут атаки вважаємо позитивним, якщо вектор  $W$  спрямований в «Живіт» профілю, і негативним - якщо в «спину».

Під час руху на лопать діють: сила лобового опору  $F_{drag}$  і підйомна сила  $F_{lift}$ . Напрямок сили  $F_{drag}$  збігається з напрямком вектору  $W$ , а сила  $F_{lift}$  - перпендикулярна йому. Функції обчислення цих сил пишемо у вигляді:

$$F_{drag}(\varphi) = \frac{\rho \cdot W(\varphi)^2}{2} \cdot h \cdot L \cdot C_{drag}(\alpha(\varphi)); \quad (3.7)$$

$$F_{lift}(\varphi) = \frac{\rho \cdot W(\varphi)^2}{2} \cdot h \cdot L \cdot C_{lift}(\alpha(\varphi)), \quad (3.8)$$

де  $C_{drag}(\alpha)$  і  $C_{lift}(\alpha)$  відповідно функції коефіцієнтів лобового опору і підйомної сили, що залежать від кута атаки. Характерний вид таких функцій показаний на рисунку 3.4.

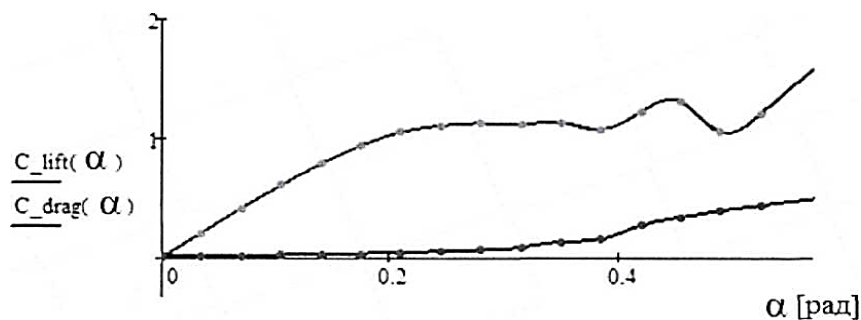


Рисунок 3.4 - Функції коефіцієнтів підйомної сили і лобового опору, описані сплайном

Отримання функцій залежно коефіцієнтів підйомної сили і лобового опору профілю лопаті від кута атаки виконано на основі кінцево-елементного моделювання завдання зовнішнього обтікання. Необхідність даного моделювання обумовлена відсутністю результатів обдування в аеродинамічній трубці в діапазоні кутів атаки від 0 до 360 градусів при значенні критерію Рейнольдса  $1 \cdot 10^6$  [24, 25].

Знаючи  $F_{drag}$  і  $F_{lift}$ , визначимо значення проєкцій цих сил на осі системи координат  $nOt$ :

$$F_{lift}^t(\varphi) = F_{lift} \cdot \cos(\alpha(\varphi)); \quad (3.9)$$

$$F_{drag}^t(\varphi) = F_{drag} \cdot \cos(\alpha(\varphi)); \quad (3.10)$$

$$F_{lift}^n(\varphi) = F_{lift} \cdot \sin(\alpha(\varphi)); \quad (3.11)$$

$$F_{drag}^n(\varphi) = F_{drag} \cdot \sin(\alpha(\varphi)). \quad (3.12)$$

Визначивши значення проєкцій сил, запишем функції повною дотичній і нормальній сил:

$$F_t(\varphi) = F_{lift}^t(\varphi) - F_{drag}^t(\varphi); \quad (3.13)$$

$$F_n(\varphi) = F_{drag}^n(\varphi) - F_{lift}^n(\varphi). \quad (3.14)$$

Наявність дотичній сили  $F_t(\varphi)$  призводить до появи на турбіні крутячого моменту

$$T(\varphi) = F_t(\varphi) \cdot r. \quad (3.15)$$

Для визначення навантажень, що діють на турбіну, спроеціюємо сили, що діють на лопать, на осі декартової системи координат:

$$F_x(\varphi) = F_n(\varphi) \cdot \cos(\varphi) - F_t(\varphi) \cdot \sin(\varphi); \quad (3.16)$$

$$F_y(\varphi) = F_n(\varphi) \cdot \sin(\varphi) - F_t(\varphi) \cdot \cos(\varphi). \quad (3.17)$$



Розділивши рівняння (3.3) на значення гідродинамічного напору, ми отримаємо рівняння коефіцієнта тягнущої сили [26 ,27]

$$C_t(\varphi) = \frac{F_t(\varphi)}{\frac{\rho \cdot W(\varphi)^2}{2} \cdot h \cdot L} = C_{lift}(\alpha(\varphi)) \cdot \sin(\alpha(\varphi)) - C_{drag}(\alpha(\varphi)) \cdot \cos(\alpha(\varphi)). \quad (3.18)$$

В процесі зміни кута атаки лопаті турбіни, фактичний стан точки прикладання результуючої сили (центру тиску) змінюється, переміщаючись уздовж хорди лопаті. Число, що показує на положення центру тиску щодо носика лопаті називається коефіцієнтом центру тиску  $C_d$ .

При цьому фактичний стан центру тиску  $L_d$  щодо носка лопаті визначається рівнянням

$$L_d = 0.5 \cdot b - b \cdot C_d. \quad (3.19)$$

Коефіцієнт тягне сили  $C_t$  з урахуванням фактичного стану центру тиску, визначається за формулою

$$C_t(\varphi) = \frac{R_d}{R} (C_{lift}(\alpha(\varphi)) \cdot \sin(\alpha(\varphi)) - \gamma - \beta) - C_{drag}(\alpha(\varphi)) \cdot \cos(\alpha(\varphi) - \gamma - \beta), \quad (3.20)$$

де  $R$  - радіус вектор, який визначає положення центра хорди в полярній системі координат, пов'язаної з віссю обертання турбіни;

$R_d$ - радіус вектор, який визначає положення центра тиску в полярній системі координат, пов'язаної віссю обертання турбіни;

$\Gamma$  - кут між  $R_d$  і  $R$ , °.

Довжину  $R_d$  визначимо за формулою

$$R_d = \sqrt{L_d^2 + R^2 - 2L_d R \cdot \cos(\beta + 0.5\pi)}. \quad (3.21)$$

Кут  $\gamma$

$$\gamma = \arcsin \left( \frac{L_a}{R_d} \cdot \sin(\beta + 0.5\pi) \right). \quad (3.22)$$

На траверси, призначені для передачі крутного моменту від лопаті до валу турбіни, і отже рухомих у водному потоці, діє сила, викликана гідродинамічним тиском, і спрямована в бік, протилежний напрямку обертання валу, і як наслідок знижує питому потужність турбіни, при цьому крутний момент від траверс виражається

$$T = \int_0^R C_\tau \cdot b \cdot r \cdot \frac{\rho \cdot (\omega \cdot r)^2}{2} dr = C_\tau \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot \frac{R^4}{4}, \quad (3.23)$$

де  $R$  - радіус траверси, м;

$b$  - товщина траверси, м;

$C_\tau$  - коефіцієнт лобового опору;

$\omega$  - кутова швидкість обертання траверси, рад / сек;

$\rho$  - щільність води, кг/м<sup>3</sup>.

Для визначення можливих втрат потужності на траверсах турбіни, необхідно точно визначити коефіцієнт лобового опору тіла, що має призматичну форму і рухається в воді по колу.

Траверса представляла собою призму заввишки 0,5 м, товщиною 0,01 м, і шириною 0,1 м. Моделювалося обтікання нестисливою рідиною, граничною умовою на поверхнях траверси було нульове значення швидкості потоку, а на кордонах розрахункової області вільне переміщення потоку в прямому і зворотному напрямках, при цьому кутова швидкість обертання траверси становила 10 рад/сек. Збіжність рішення контролювалася по невязке значення крутного моменту на траверсі (див.рис.3.5).

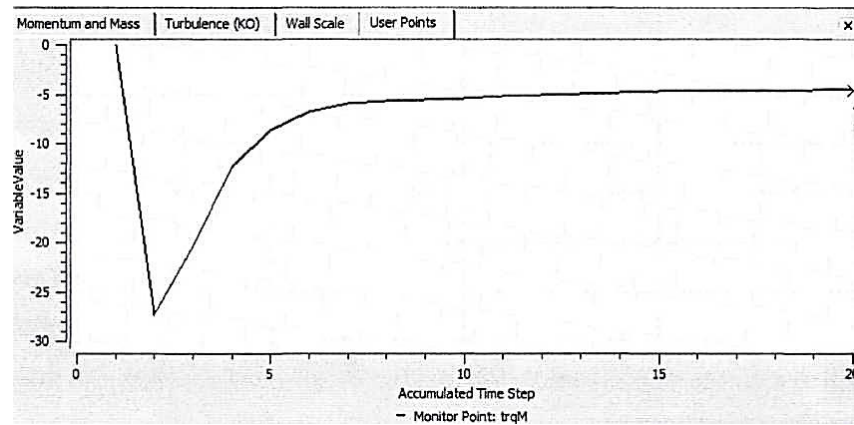


Рисунок 3.5 - Графік збіжності значення крутного моменту на траверсі при чисельному рішенні задачі зовнішнього обтікання.

З результатів чисельного рішення видно, що коефіцієнт лобового опору траверс дорівнює  $C_{\tau} = 0,62$ . Настільки високе значення коефіцієнта лобового опору призводить до втрат потужності до 40 %, при номінальному режимі роботи турбіни. Зниження втрат потужності на траверсах можливо за рахунок надання траверс більш обтічної форми. При доданні траверс крилоподібного симетричного профілю, коефіцієнт лобового опору знижується до 0.04, в цьому випадку втрати потужності на траверсах не перевищать 1 %.

Для подальшого аналізу динамічних характеристик турбіни необхідно отримати рівняння руху турбіни. Для вирішення цього завдання в теорії механізмів застосовується теорема про зміну кінетичної енергії (3.24)

$$E_K - E_{K0} = \sum A . \quad (3.24)$$

Однак в подальшому такий підхід вимагає обчислення інтеграла функції моменту по куту повороту турбіни рівняння

$$\frac{J \cdot \omega^2}{2} - \frac{J \cdot \omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} T(\varphi) d\varphi , \quad (3.25)$$

де  $T(\varphi)$  - функція крутного моменту турбіни від однієї лопаті.

З урахуванням рівнянь обчислення інтеграла є складною математичною задачею, для спрощення якої виконаємо рішення інтеграційним методом.

Ортогональна турбіна, є роторною машиною з постійним моментом інерції. Рівняння руху такої машини може бути отримано з рівняння

$$T = \varepsilon \cdot J, \quad (3.26)$$

де,  $T$  - діючий крутний момент, Н·м;

$\varepsilon$  - кутове прискорення, рад/с<sup>2</sup>;

$J$  - момент інерції ротора турбіни, кг·м<sup>2</sup>.

Висловлюючи зміна швидкості в часі з рівняння, отримаємо

$$d\omega = \frac{T \cdot dt}{J}, \quad (3.27)$$

де,  $\omega$  - кутова швидкість обертання ротора, рад/с;

$t$  - час, с.

Апроксимувати похідні по швидкості і часу за допомогою різницевої схеми, і висловивши необхідне значення кутової швидкості, отримаємо

$$\omega_i = \frac{T \cdot \tau}{J} + \omega_{i-1}. \quad (3.28)$$

Або більш точніше

$$\omega_i = \omega_{i-1} + \int_{\varphi_{i-1}}^{\varphi_i} \frac{T(\varphi_i)}{J} dt. \quad (3.29)$$

Аналогічним чином отримуємо рівняння кута повороту турбіни

$$\theta_i = \omega_i \cdot \tau + \theta_{i-1}. \quad (3.30)$$

Якісна картина зміни потужності, отриманої на основі створеної

математичної моделі, показана на рисунку 3.6, і відповідає графікам, побудованим за результатами натурних випробувань.

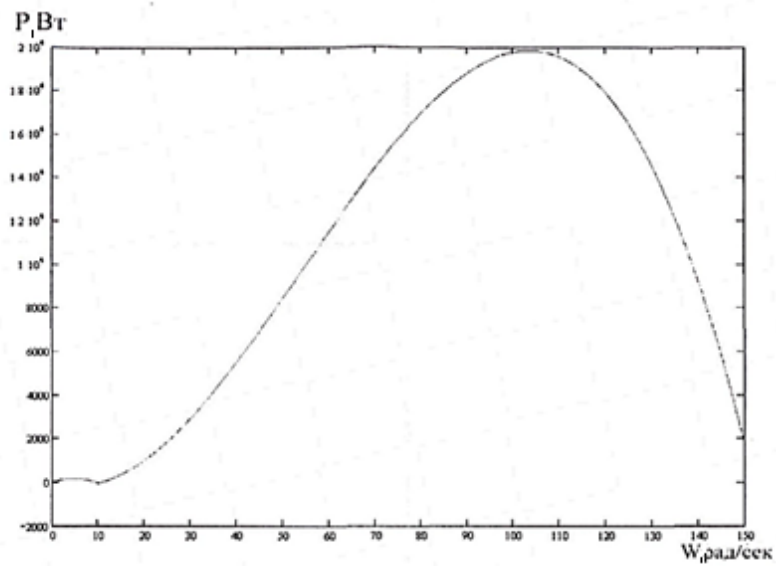


Рисунок 3.6 - Енергетична характеристика турбіни

На основі отриманої моделі можна виконати аналіз перехідних процесів турбіни, таких як розгін і вибіг (див.рис. 3.7).

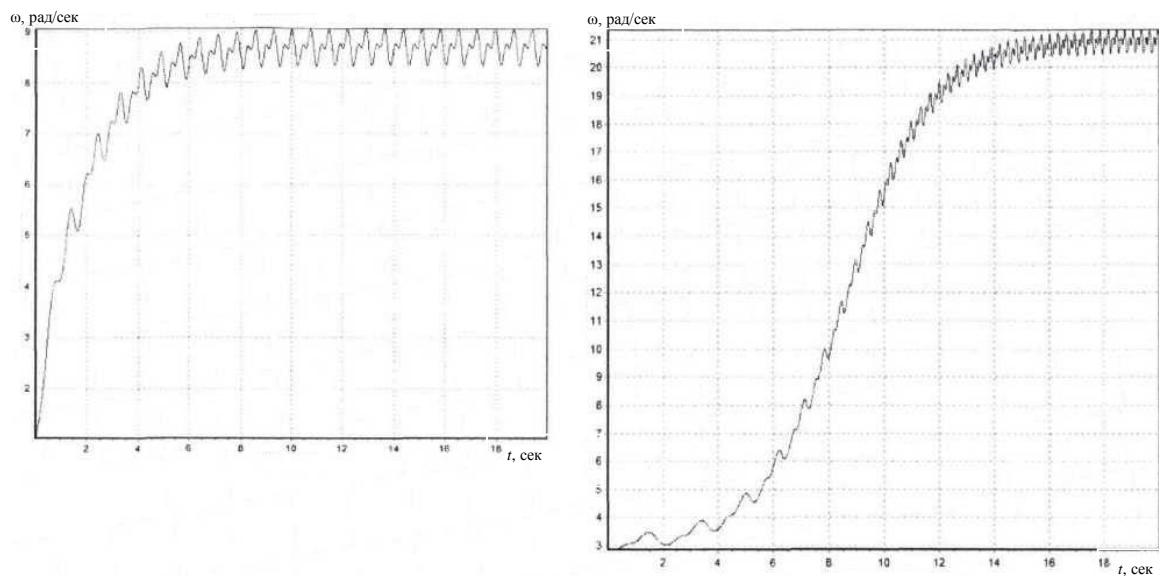


Рисунок 3.7 - Якісна відмінність розгінних характеристик турбіни при використанні різних профілів лопатей

Розроблена модель і отримані на її основі характеристики дозволяють досліджувати робочий процес турбіни. Об'єктно-класифікаційна реалізація моделі дозволяє розширити можливості моделювання шляхом забезпечення її взаємодіями з моделями потоку і лопатевою системою.

Для обліку гальмування потоку в робочій області турбіни розглянемо процес обтікання лопаті потоком води. Потік води, набігаючи на рухому лопать, передає частину імпульсу лопаті, і швидкість потоку зменшується. В області лопаті вона дорівнює  $V_a - v_1$  а далеко за нею  $V_a - v_2$ . Робота, вироблена потоком, дорівнює різниці кінетичних енергій набігаючого і відходить потоків [28]

$$A = \frac{m_1 V_a^2}{2} - \frac{m_1 (V_a - v_2)^2}{2}. \quad (3.31)$$

З іншого боку зменшення імпульсу потоку  $\Delta p = m_1 v_2 = F \Delta t$  викликає силу, що впливає на лопать турбіни. Уповільнене проходження потоку через площину турбіни, що долає опір лопатей, викликане роботою, яку здійснюють потоком

$$A = Fl = \frac{\Delta p}{\Delta t} l = \Delta p \frac{l}{\Delta t} = m \Delta V \cdot V = m v_2 (V_B - v_1). \quad (3.32)$$

Прирівнюючи рівняння, знаходимо:

$$\frac{m_1 V_B^2}{2} - \frac{m_1 (V_B^2 - v_2)^2}{2} = m_1 v_2 = (V_B - v_1); \quad (3.33)$$

$$v_2 = 2v_1. \quad (3.34)$$

То є уповільнення швидкості потоку за лопатою в два рази більше уповільнення швидкості в області лопаті.

Коефіцієнт використання енергії потоку (КІЕП) в даному випадку складе величину

$$n = \frac{m_1 v_2 (V_B - v_1)}{\frac{m V_B^2}{2}} = \frac{m_1 2 v_2 (V_B - v_1)}{\frac{m V_B^2}{2}} = \frac{\rho S_t (V_B - v_1) 2 v_1 (V_B - v_1)}{\frac{\rho S_t V_B V_B^2}{2}} = 4 \left( \frac{v_1}{V_B} - 2 \frac{v_1^2}{V_B^2} + \frac{v_1^3}{V_B^3} \right). \quad (3.35)$$

Отримане кубічне рівняння можна вирішити щодо  $v \pm$  з використанням геодезичної формули Вієта, або чисельним методом.

Об'єднавши рівняння руху ортогональної турбіни з результатами чисельного моделювання процесу обтікання крила, можна зробити висновок, що ефективність роботи крила, залежить від режиму роботи турбіни.

Рішення завдання вибору оптимального профілю крила, в залежності від витрати, необхідної потужності і швидкохідності можна формалізувати у вигляді алгоритму і автоматизувати пошук рішення. Необхідно відзначити, що розроблені в цьому підрозділі моделі дозволяють знайти основні параметри турбіни і оптимізувати форму крила для конкретних умов, але не вирішують задачу силового взаємодії потоку з лопатою турбіни, необхідну для розрахунку силових характеристик. Для переходу до навантажень розглянемо енергетику водного потоку.

#### 3.4.2.1 Модель лопатевої системи

Модель лопатевої системи необхідна для визначення напружено-деформованого стану (НДС) її елементів в умовах статичного і динамічного навантаження. Модель повинна використовувати силові показники лопаті турбіни.

Турбіна володіє просторової, осесиметричної конструкцією (див.рис.3.8).

Подання всієї конструкції у вигляді однорідного континууму для опису властивостей і процесів турбіни, представляється трудомістким процесом, більш очевидним рішенням є опис турбіни у вигляді стрижневий системи.



Рисунок 3.8 - Ортогональная турбіна

Стрижень є одновимірним континуумом, механічні дії для якого описуються диференціальними рівняннями, що мають аналітичне рішення. Особливості геометрії і навантажень, представлених у вигляді зосереджених сил, розривів геометрії і навантажень, описуються з застосуванням узагальнених функцій.

На лопать турбіни діє розподілене навантаження, інтенсивність якої можна представити у вигляді сукупності зосереджених сил, прикладених на деякій довжині  $\Delta x$  стержня (див.рис. 3.9), а на траверси турбіни, діють зосереджені навантаження. Функція інтенсивності навантаження для прямолінійного стержня при дії зосередженого навантаження, прикладеної в точці  $a$ , має такий вигляд

$$q_a(x) = \frac{F}{\Delta x} [H(x - a) - H(x - a - \Delta x)]. \quad (3.36)$$

Функція інтенсивності навантаження, що діє в нормальному напрямку, для кругового стержня при дії зосередженого навантаження, прикладеної в точці  $S_1$ , має такий вигляд

$$q_s(x) = \frac{F}{\Delta S} [H(S - S_1) - H(S - S_1 - \Delta S)], \quad (3.37)$$



де  $H(x - x_0)$  - одинична функція Хевісайда

$$H(x - x_0) = \begin{cases} 1, & x \geq x_0 \\ 0, & x < x_0 \end{cases} \quad (3.38)$$

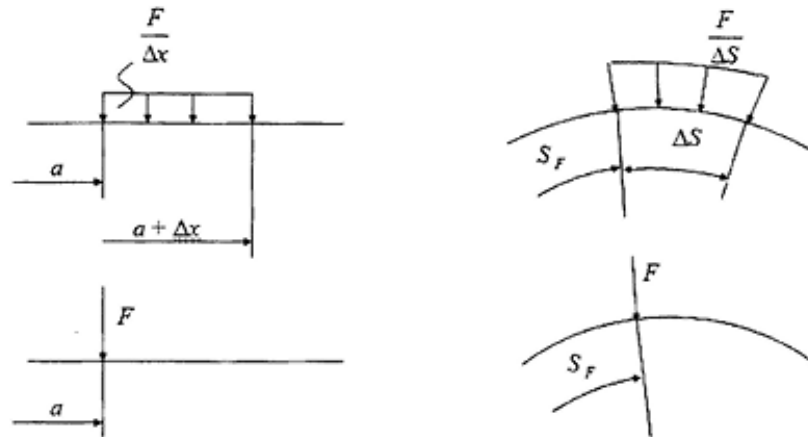


Рисунок 3.9 - Інтенсивність навантаження для прямого і кругового стрижнів

Виконавши граничний перехід для рівнянь, з огляду на, що  $\Delta S = R\Delta\alpha$ , де  $\alpha$  - кутова координата,  $R$  - радіус кривизни, отримаємо:

$$q_y(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{F}{\Delta x} [H(x - a) - H(x - a - \Delta x)] = F\delta(x - a); \quad (3.39)$$

$$q_x(\alpha) = \lim_{R\Delta\alpha \rightarrow 0} \frac{F}{R\Delta\alpha} [H(S - S_F) - H(S - S_F - \Delta S)] = \frac{F}{R}\delta(\alpha - \alpha_F), \quad (3.40)$$

де  $\delta(x - x_0)$  - дельта-функція Дірака.

$$\int_a^b \delta(x - x_0) dx = \begin{cases} 1, & x_0 \in (a, b) \\ 0, & x_0 \notin (a, b) \end{cases} \quad (3.41)$$

При механічних впливах елементи конструкції турбіни будуть відчувати 4 види деформування: розтягнення-стиснення, кручення, вигин і зрушення. У загальному випадку рішення задачі Коші для пружного стержня в матричній формі записується у вигляді

$$Y(x) = A(x) \cdot X(o) + B(x), \quad (3.41)$$

де  $Y(x)$  - вектор параметрів ПДВ стержня в точці  $x$ ;

$A(x)$  - квадратна матриця фундаментальних ортонормованих функцій диференціального рівняння;

$X(o)$  - вектор початкових параметрів;

$B(x)$  - вектор навантаження.

Модель лопатевої системи є математичною моделлю деформування лінійної системи, представленої сукупністю стрижнів, і описується інтегральним рівнянням. Порядок даного рівняння залежить від числа стрижнів, на які розбивається лопатна система, і порядку диференціальних рівнянь, прийнятих для опису стану стрижнів.

Метод граничних елементів дозволяє спростити систему рівнянь, виконавши перетворення матриць за схемою

$$Y(e) = A(e) \cdot X(o) + B(e) \rightarrow -B(e) \rightarrow A'(e) \cdot X'(0, e) = -B(e), \quad (3.42)$$

де граничні точки стрижнів мають координати  $x = e$  і  $x = 0$ .

Таким чином, рішення прямої задачі механіки моделі лопатевої системи з застосуванням одновимірних граничних інтегральних рівнянь зводиться до вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь.

Формування матриці  $A^*$  здійснюється за рівнянням, в якому матриця  $A_0$  враховує фундаментальні диференціальні рівняння, а матриця  $C$  - топологію стрижневої системи:

$$A^* = A_0 + C. \quad (3.43)$$

Матриця  $C$  не залежить від виду розрахунку, створюючись для певного орієнтованого графа, вона може бути використана при формуванні матриці  $A^*$  в задачах статички і динаміки.

Для формування матриці  $C$  виділимо основні топологічні схеми лопатевої системи ортогональної турбіни (рисунок 3.10).



Рисунок 3.10 - Варіанти лопатевих систем ортогональної турбіни

### 3.4.3 Оптимізаційні моделі

Огляд ряду робіт, присвячених автоматизованого проектування турбомашин наведено в [22]. У цій роботі авторами запропонований свій підхід до автоматичної оптимізації проточної частини робочого колеса гідротурбіни, заснований на вирішенні послідовності завдань обтікання лопаті робочого колеса і пошуку такої форми лопаті, яка забезпечує мінімум якого-небудь одного заданого цільового функціоналу. В основу оптимізаційного алгоритму в [23], як і в більшості робіт по оптимізації робочих коліс, покладено генетичний алгоритм, що вимагає розрахунку потоку в робочому колесі для декількох тисяч варіацій геометрії лопаті. Застосування турбулентних моделей для розрахунку 3D-течі в робочому колесі, що дозволяють оцінити втрати енергії, виявляється в зв'язку з цим надзвичайно дорогим за витратами рахункового часу. У той же час

розрахунок потоку в робочому колесі в наближенні ідеальної рідини з використанням відповідних методів вимагає набагато менших витрат машинного часу.

Генетичні алгоритми багатоцільової оптимізації починають широко застосовувати в задачах автоматичного проектування турбомашин [24 - 25].

У перерахованих вище роботах гідродинамічні розрахунки засновані на рівняннях Іав'є-Стокса нестисливої рідини, а для моделювання турбулентності використовується k- ε-модель.

В роботі [23] мінімізуються втрати в робочому колесі для різних режимів роботи турбіни. Оптимізаційні розрахунки в засновані на застосуванні розпаралеленого генетичного алгоритму.

Пошук оптимальної геометрії профілю лопаті турбіни аналітичним шляхом представляється неможливим в силу нелінійності рівнянь Нав'є-Стокса.

Як варійованих параметрів приймемо наступні геометричні характеристики профілю лопаті: значення максимального потовщення профілю; радіус кривизни середньої лінії профілю; становище максимального потовщення щодо центру хорди; а також масив точок, описують геометрію профілю. В якості цільової функції виступає функція

$$\max C_t = \frac{\int_0^{2\pi} c_t(\varphi) d\varphi}{2\pi}. \quad (3.44)$$

Роботу будь-якого генетичного алгоритму [22-25] можна описати схемою, зображеної на рисунку 3.11.

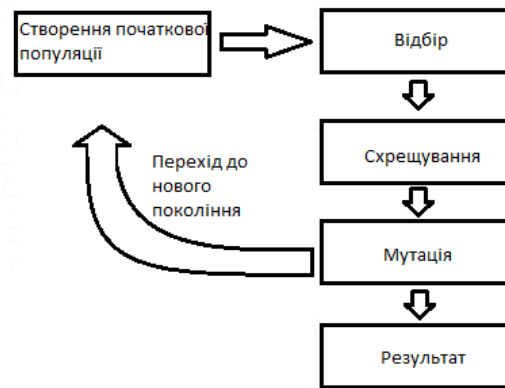


Рисунок 3.11 - Схема генетичного алгоритму

Початкова популяція складається з безлічі  $M$  існуючих профілів. На етапі відбору початкова популяція скорочується на  $N$  особин, що мають найменше значення критерію - рівняння (3.44). В результаті схрещування довільних особин генеруються  $N$  нових особин, які відновлюють популяцію. В результаті мутації над  $K$  особинами відбувається випадкове зміна будь-яких з варійованих параметрів. Еволюція особин здійснюється до тих пір, поки середнє значення критерію відбору для всієї популяції не стане постійною величиною в часі.

Завдання оптимізації параметрів ортогональної турбіни в загальному випадку може мати обмеження виду  $g(x) \geq 0$ . В цьому випадку знаходження локальних екстремумів функції можливо на основі використання інформації про її значення і значення її градієнта. В контексті даної задачі обчислення градієнта функції необхідно виконувати чисельним диференціюванням. Досягнення гарної збіжності забезпечується нелінійним методом сполучених градієнтів.

Для нелінійної оптимізації добре зарекомендував себе [28, 29], метод активних множин *ASA*, основною перевагою якого є простота його реалізації для завдання з обмеженнями виду  $a \leq x \leq b$ . Глобальна збіжність методу можлива за умови що градієнт функції безперервний по Ліпшиця на безлічі  $L = \{x: f(x) \leq f(x_0)\}$ . Однією з переваг є порівняно обчислювальні витрати на кожну ітерацію.

### 3.4.4 Моделювання робочого процесу турбіни

Метою моделювання задачі обтікання ортогональної турбіни потоком води є одержання залежностей енергетичних і силових характеристик від часу, а також верифікація аналітичної моделі робочого процесу ортогональної турбіни.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися плоскі і просторові нестационарні задачі течії рідини в околиці турбіни. В результаті моделювання були отримані залежності зміни крутного моменту від кута повороту для однолопастної, дволопатевої і трилопатевої секції турбіни і зіставлені з рішеннями отримані із застосуванням створених моделей.

Також була отримана залежність зміни крутного моменту від часу (див.рис. 3.12). Моделювання нестационарної задачі дозволило побачити зворотний зв'язок характеристик водотоку і енергетичних параметрів турбіни.

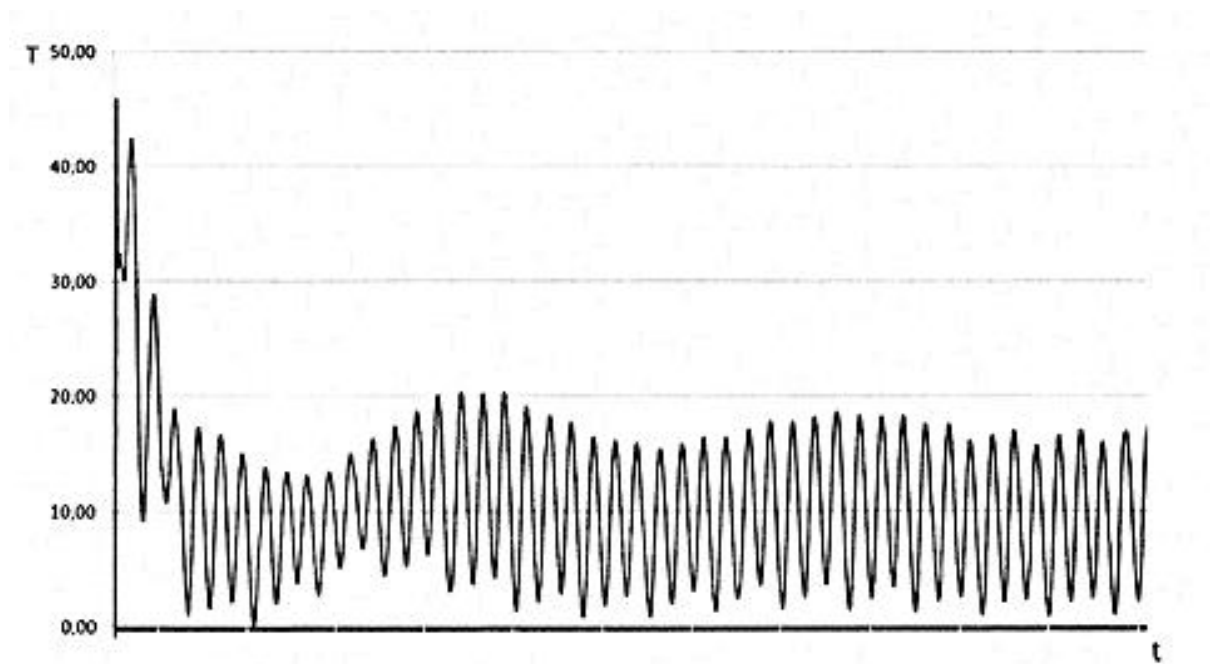


Рисунок 3.12 - Зміна крутного моменту в часі

Крім того, результатом отриманого рішення також є навантаження, що діють на опори турбіни (див.рис. 3.13).

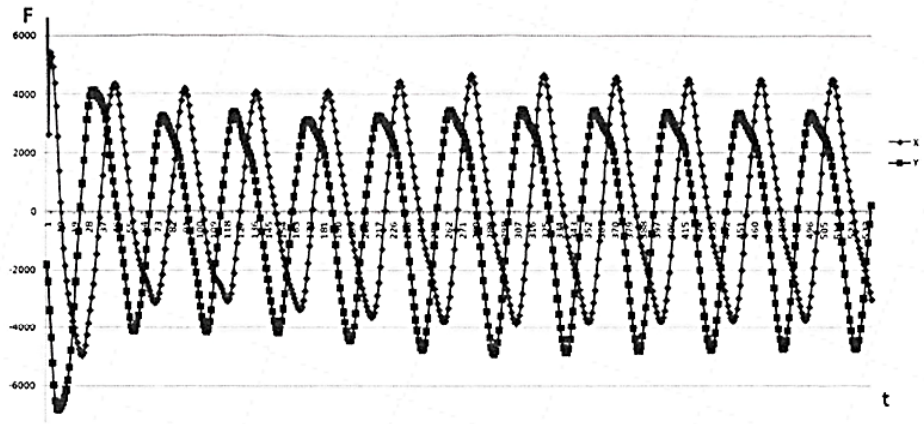


Рисунок 3.14 - Зміна навантажень на опори турбіни в часі

Для подальшого аналізу працездатності турбіни були отримані рівняння діючих на неї навантажень з подальшим частотним аналізом останніх (див.рис. 3.14).

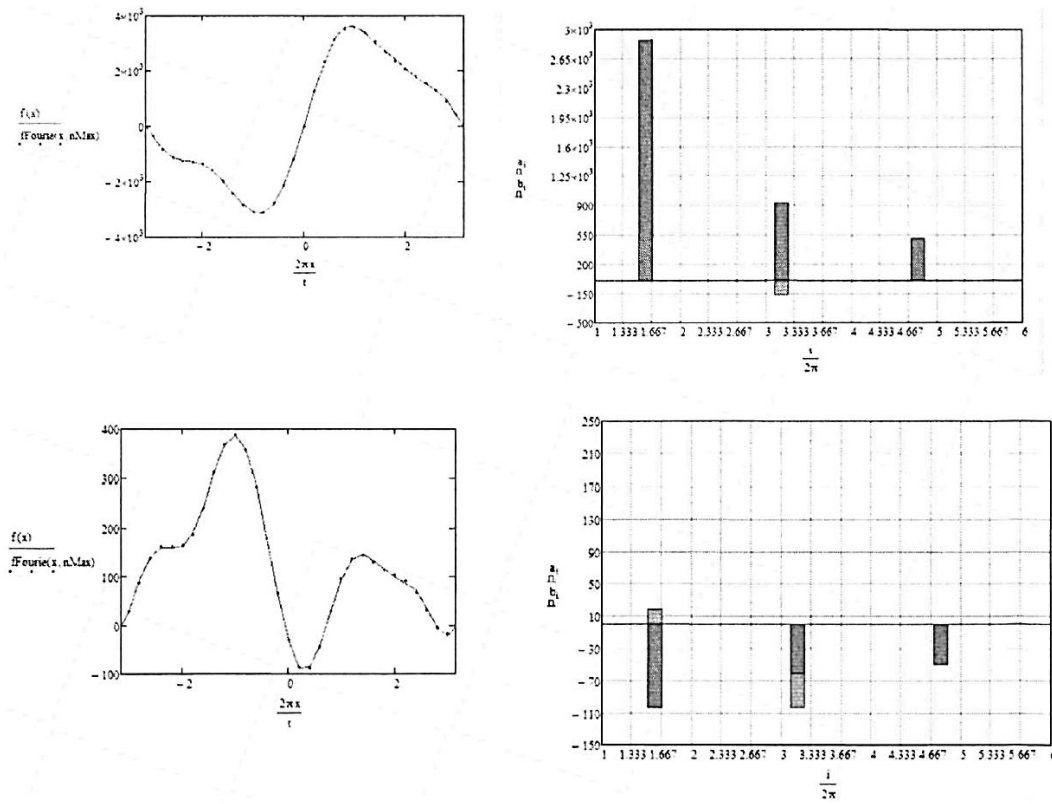


Рисунок 3.14 - Функції діючих навантажень і їх амплітудно-частотні характеристики

Динамічна модель ортогональної турбіни дозволила оцінити її перехідні характеристики, такі як час розгону, час вибігу, постійну машинного часу, а також отримати закони зміни її кінематичних параметрів під час роботи під навантаженням.

#### 3.4.4.1 Моделювання динаміки гідрогенератора

Актуальність дослідження обумовлена необхідністю моделювання процесу автоматичного регулювання гідрогенератора в процесі його роботи (створення системи регулювання).

Метою роботи є створення, на основі існуючих моделей електричних машин і рівнянь робочого процесу ортогональної турбіни, динамічної моделі гідрогенератора, що працює на активне навантаження.

Моделювання здійснюється з використанням програмного модуля Simulink, що входить до складу системи матричних обчислень Matlab. Simulink - інтерактивний інструмент для моделювання та аналізу динамічних систем. Він дає можливість будувати графічні блок-схеми, імітувати динамічні системи, досліджувати працездатність систем.

Модель синхронної машини змінного струму в Simulink детально описана в довідковій системі Simulink, електрична частина машини представлена схемою заміщення, а механічна частина моделі обчислює швидкість обертання валу машини відповідно до рівняння

$$T_e = J \frac{d\omega}{dt} + B\omega + \text{sign}(T_i), \quad (3.45)$$

де  $T_e$  - електромагнітний момент машини;

$B$  - коефіцієнт в'язкого терт;

$T_i$  - момент опору.

При позитивному значенні  $T_e$  електрична машина працює в руховому режимі, а при негативному значенні - генераторний режим.



Наведена вище система рівнянь реалізована у системі Matlab реалізована функція, вид якої представлений на рисунку 3.15.

```

1 function trq = fTrq( fi)
2
3 trq=double(calllib('TurbDLL','CalcTrq',fi));
4
5 end

```

Рисунок 3.15 - Код функції виклику функції CalcTrq бібліотеки TurbDLL

Код блоку Simulink, що виконує обчислення крутного моменту показаний на рисунку 3.16.

```

1 function trq = fsTrq( fi )
2- feval('TurbLoad');
3- a=1;
4- a=feval('fTrq',fi);
5  sfeval('TurbUnLoad');
6- trq=a*1;
7  end

```

Рисунок 3.16 - Функція Simulink, що реалізує виклик функції Matlab

Динамічна модель турбіни, що працює під навантаженням, представлена у вигляді диференціального рівняння:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T - T_e}{J}. \quad (3.46)$$

Динамічна модель ортогональної турбіни, що реалізує завдання початкових умов і інтегрування рівняння X в Simulink, представлена на рисунку 3.17.

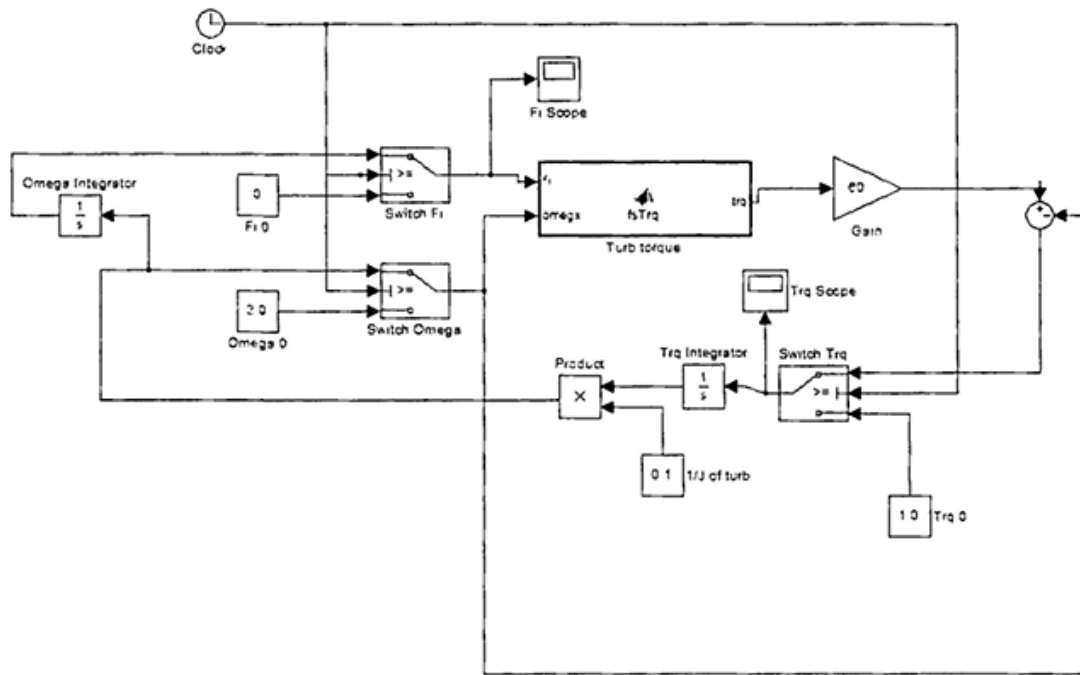


Рисунок 3.17 - Динамічна модель ортогональної турбіни

Для моделювання гідрогенератора, до моделі ортогональної турбіни підключаємо блоки синхронної електричної машини і трифазної активної навантаження рисунок 3.18.

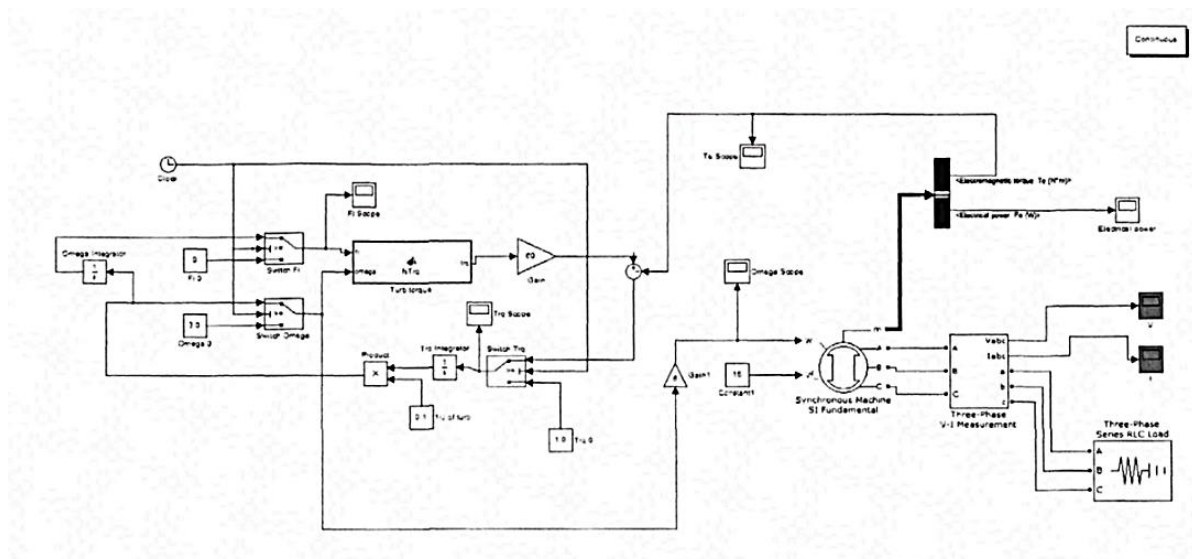


Рисунок 3.18 - Динамічна модель гідрогенератора

У створеній динамічній моделі ми можемо спостерігати зміну в часі частоти обертання валів турбіни і генератора (див.рис. 3.19), крутного моменту турбіни і електромагнітного моменту генератора (див.рис. 3.20), напруги і сили струму, а також повну електричну потужність генератора.

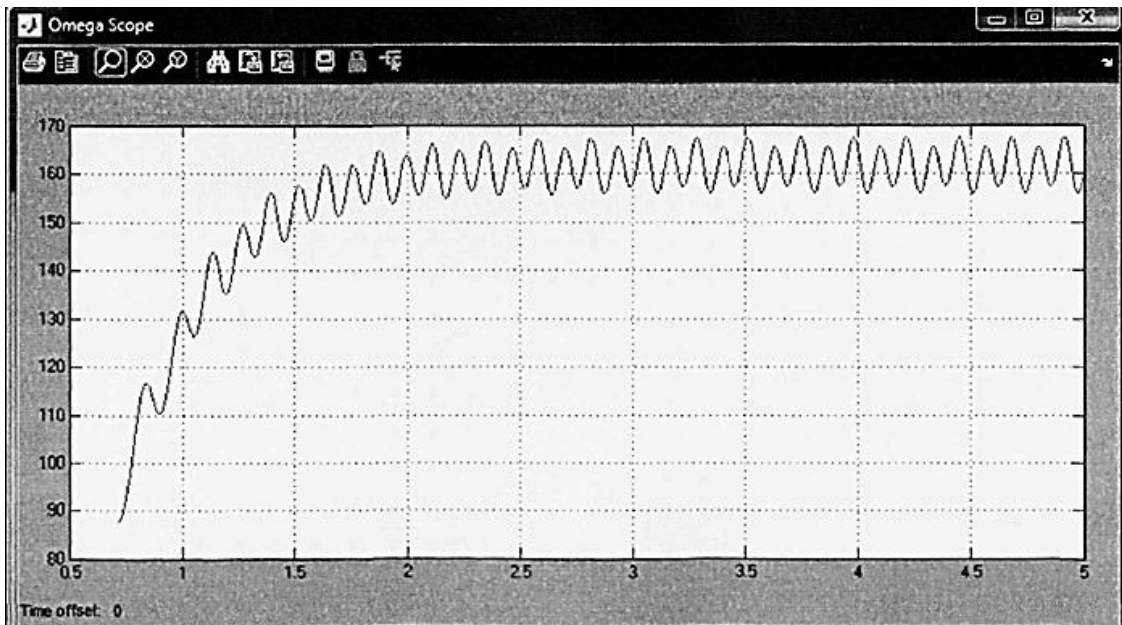


Рисунок 3.19 - Зміна частоти обертання валу генератора в часі

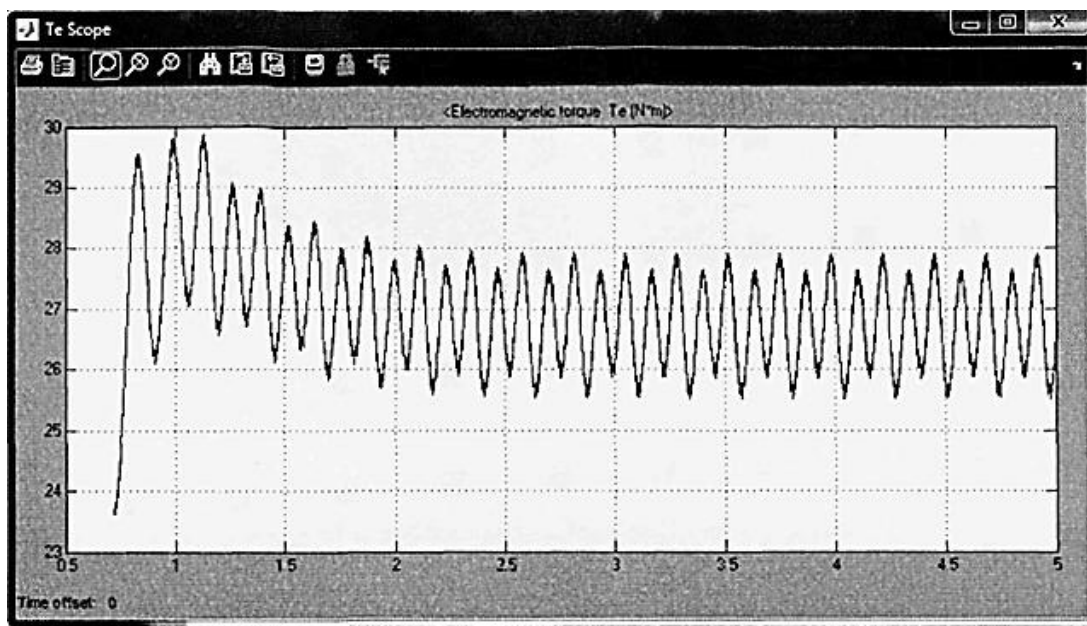


Рисунок 3.20 - Зміна електромагнітного моменту генератора в часі

Розроблена динамічна модель мікроГЕС (гідрогенератора) дає можливість моделювання перехідних процесів, що виникають при зміні параметрів навантаження турбіни і характеристик водотоку, і дозволяє в подальшому моделювати роботу системи управління мікроГЕС.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися плоскі і просторові нестационарні задачі течії рідини в околиці турбіни. В результаті моделювання були отримані залежності зміни крутного моменту від кута повороту для однолопастної, дволопатевої і трилопатевої секції турбіни і зіставлені з рішеннями отримані із застосуванням створених моделей.

Також була отримана залежність зміни крутного моменту від часу. Моделювання нестационарної задачі дозволило побачити зворотній зв'язок характеристик водотоку і енергетичних параметрів турбіни.

Динамічна модель ортогональної турбіни, що реалізує завдання початкових умов і інтегрування рівняння в Simulink.

У створеній динамічній моделі ми можемо спостерігати зміну в часі частоти обертання валів турбіни і генератора, крутного моменту турбіни і електромагнітного моменту генератора, напруги і сили струму, а також повну електричну потужність генератора.

## 4 ПРОЕКТУВАННЯ ОСВНОНИХ ЧАСТИН

### 4.1 Лопаті турбіни

Перед проектуванням лопаті необхідно вибрати матеріал для її виготовлення.

Це завдання є багатоваріантним, так як для виготовлення можна вибрати великий ряд матеріалів, які відповідають умовам виготовлення деталі і роботи деталі в конструкції.

Також, суттєвим фактором, що впливає на вибір матеріалу, є його вартість. Лопать протягом заданого терміну служби повинна витримувати всі навантаження, що діють на неї - підйомну силу, яка прагне вирвати лопать з кріплення і розтягнути її, крутний момент.

Вибір матеріалу будемо здійснювати за допомогою оцінки механічних характеристик різних матеріалів. Найбільш важливою властивістю є міцність, тобто здатність деталі або конструкції зберігати працездатність під дією механічних навантажень в заданих умовах експлуатації протягом встановленого терміну. Без виконання цієї умови розрахунок і перевірка всіх інших втрачає сенс.

Іншою важливою властивістю є жорсткість - властивість матеріалу чинити опір зміні форми і розмірів деталі або конструкції без руйнування.

Для лопаті виконання цієї умови є дуже важливим, тому що при її сильному розтягуванні вона упреться в трубу, в якій встановлено ротор, і станеться порушення кінематики. Важлива витривалість - здатність матеріалу чинити опір руйнуванню від втоми, тобто від виникнення і розвитку тріщини під впливом багаторазово повторюваних навантажень, тому що лопать піддається дуже великому числу циклів навантажень.

Матеріал повинен найкращим чином задовольняти можливостям виготовлення і експлуатації лопаті. Це забезпечить стабільність механічних характеристик матеріалу поверхневих шарів і самої деталі.

Лопать повинна бути досить зносостійкою - тобто чинити опір зношуванню, або процесу руйнування і відділення матеріалу з поверхні твердого тіла і (або) накопичення його залишкової деформації при терті.

Виходячи з усіх перерахованих вимог, матеріал лопатей визначимо - сталь 30ХГСА.

Сталь 30ХГСА відноситься до класу легованої конструкторської сталі. Вона була зроблена для авіації, але завдяки своїм відмінним характеристикам швидко перейшла до розряду популярних матеріалів машинобудівництва.

Маркування сталі 30ХГСА включає число, що знаходиться на першому місці і показує виражений в сотих частках відсоток вмісту вуглецю. В даному випадку він становить 3 %, тобто відповідає нормі для класу середньолегованих сталей( до 5 %- низько, (5...10) % - середньо, від 10 % - високо). Літери «Х», «Г» і «С» вказують на вміст у сталі легуючих елементів – хрому, марганцю і кремнію. Так як після літерних позначень легуючих елементів немає чисел, значить їх процентний вміст приблизно дорівнює 1 %. Літера «А» на кінці маркування показує, що сталь 30ХГСА відноситься до категорії високоякісних сталей.

Хімічний склад сталі 30ХГСА виглядає так:

Від 0,28 до 0,34 % вуглецю, від 0,99 до 1,2 % кремнію, від 0,8 до 1,1 % марганцю, не більше 0,3 % нікелю, не більш 0,025 % сірки, менше 0,025 % фосфору, від 0,88 до 1,1 % хрому і менш 0,3 % міді.

Хром надає сталі 30ХГСА міцність і робить її стійкою до корозії. Марганець підвищує опір ударним навантаженням, додатково підсилюючи міцність сплаву, а також сприяє зносостійкості сталі. Додавання кремнію необхідне для збільшення показника ударної в'язкості.

#### 4.2 Кріплення лопатей на вал і ось

Проаналізувавши варіанти моментів на вал [26] обираємо момент на вал, який передається за допомогою фланцевого кріплення диска до валу гвинтами.

Кріплення лопатей на диск.

Ось штифта розташована під кутом  $30^\circ$  до осі, перпендикулярній осі обертання ротора. Прийmemo в первісному наближенні діаметр штифта  $d_{шт} = 5$  мм, матеріал - сталь 45. У такому випадку, площа, яка працює на зріз  $S_{сп} = 22,764$  мм<sup>2</sup>. У II і III чвертях лопать за допомогою впливу підйомної сили притискається до диска, в I і IV чвертях підйомна сила прагне відірвати лопать, отже, на зріз штифти працюватимуть в I і IV чвертях. Максимальне значення модуля підйомної сили в цьому випадку  $F_{max} = 3430$  Н.

З урахуванням того, що одну лопать утримують два штифти, то навантаження на один  $F = 3430/2 = 1715$  Н.

Напруга, що допускається на зріз  $[\tau_{сп}] = 85$  МПа

Передача моменту на вал за допомогою посадки диска з лопатями на вал з натягом. Посадку з натягом повинна забезпечувати умова  $N_{min} \geq \Delta_{min}$ . Цьому відповідає посадка H8/z8 - мінімальний натяг 55 мкм.

#### 4.3 Ескізне проектування вала і осі

Для валів і осей важливим розрахунком є прочність. Мета його полягає у визначенні мінімально можливих розмірів деталей і вузлів конструкції при заданих механічних впливах, до яких відносять зовнішні зусилля, об'ємні сили, абсолютні або відносні переміщення елементів конструкцій, масові або теплові потоки, градієнти температур, температурні поля, випромінювання тощо.

У першому наближенні прийmemo діаметр шийки вала, призначеної для запресовування диска,  $d_1 = 21$  мм. На рисунку 4.1. показаний ескіз вала, що має 7 ступенів (четверта ступінь має канавку і проточку).

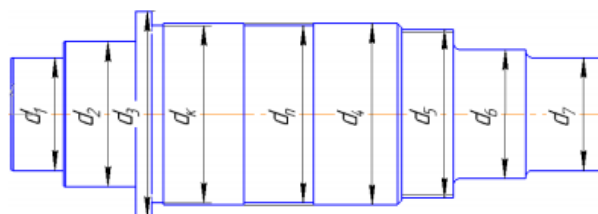


Рисунок 4.1 - Ескіз вала

Конструктивно призначимо діаметри інших ступенів.

Другий ступінь валу необхідна для запресовування втулки під манжету, прийmemo  $d_2 = 36$  мм.

Третій ступінь - буртик для упору внутрішнього кільця підшипника  $d_3 = 51$  мм.

Четвертий ступінь призначена для установки радіально-наполегливих підшипників, тому що на них діють радіальне навантаження і осьова, рівна половині радіальної. Прийmemo  $d_4 = 45$  мм, діаметри канавки під внутрішнє кільце підшипника і проточки, призначеної для полегшення установки,  $d_k = d_n = 44$  мм.

На п'ятому ступені вала нарізається різьба і встановлюються шайба і гайка з метою регулювання підшипників. При цьому  $d_5 = 42$  мм.

Шостий ступінь необхідна для розміщення другої манжети,  $d_6 = 32$  мм. І остання щабель - для установки напівмуфти з метою передачі крутного моменту на вал генератора. Аналогічно призначимо діаметри ступенів для осі (див. рис. 4.2).

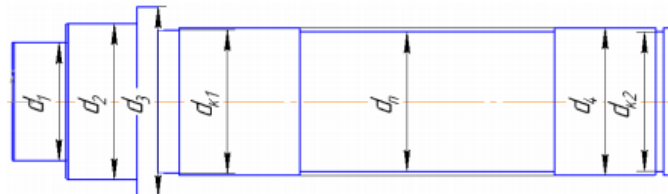


Рисунок 4.2 -Ескіз осі

Діаметр першого ступеня, так само призначеної для запресовування диска, аналогічно прийmemo  $d_1 = 21$  мм.

Другий ступінь - для запресовування втулки під манжету  $d_2 = 37$  мм.

Третій ступінь - буртик для упору внутрішнього кільця підшипника  $d_3 = 45$  мм.

Четверта ступінь призначена для установки радіальних підшипників, тому



що опора виконується плаваючою і осьове навантаження не сприймає. Діаметр ступені  $d_4 = 35$  мм, діаметр канавки під внутрішнє кільце підшипника  $d_{к1} = 34,5$  мм, проточки  $d_n = 33$  мм і канавки під установку упорного кільця  $d_{к2} = 34$  мм.

З урахуванням дії на вал і вісь багатоциклових навантажень, необхідно провести розрахунок на опір втоми (витривалість). Розрахункова схема показана на рисунку 4.3.

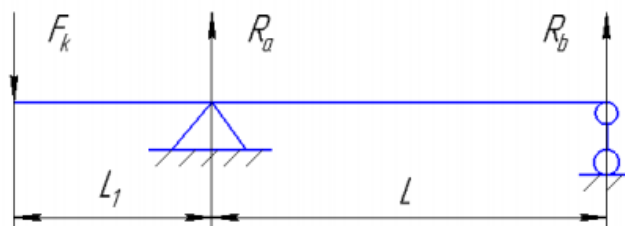
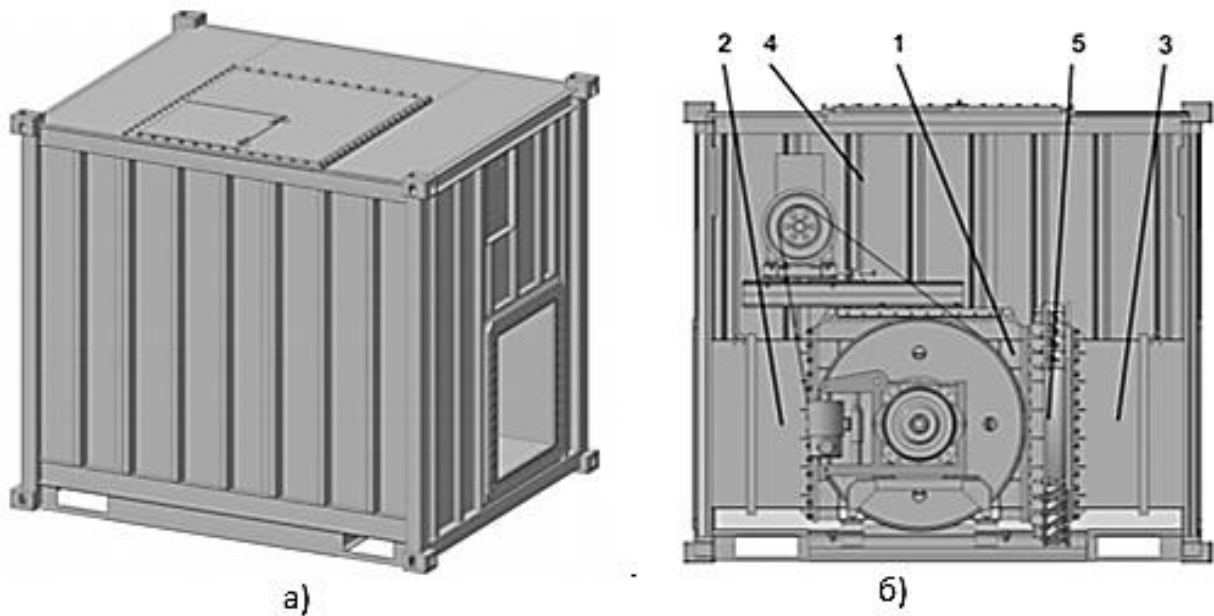


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема вала та осі

На рисунку:  $F_k$  - консольне навантаження від лопатей,  $H$ ;  $R_a$  і  $R_b$  - реакції в підшипниках,  $H$ ;  $L_1$  - відстань від точки прикладання консольної навантаження до підшипника, мм;  $L$  - відстань між підшипниками, мм.  $F_k$  визначимо як максимальну сумарну підйомну силу від трьох лопатей, розділену навпіл - діючу на вал і вісь.

#### 4.4 Компановка конструкції

Міні-ГЕС має контейнерне виконання (див.рис. 4.4) яке забезпечує модульність і мобільність конструкції, що істотно полегшує транспортування і монтаж. Енергоблок складається з контейнера (поз. 4) герметичного виконання, всередині контейнера встановлений гідроагрегат з ортогональною турбіною (поз. 1), підвідний (поз. 2) і відвідний (поз. 3) водоводи контейнера, компенсатор водоводу (поз. 5).



а) загальний вигляд енергоблоку міні-ГЕС; б) конструкція енергоблоку міні-ГЕС.

Рисунок 4.4 - Силовий енергоблок міні-ГЕС контейнерного виконання

Каркас утворюється поздовжніми і поперечними нижніми балками, до них приварені по кутах конструкції бічні. Верхню площину складають поперечні верхні і поздовжні несучі балки даху. Зверху і по периметру виріб обшивається сталевими антикорозійними листами з гофрованим профілем. Для виготовлення контейнерів використовується якісна легована сталь (COR-TEN steel). Товщина металу контейнера становить (5...6) мм, що надає конструкції міцності і хорошої жорсткості.

Панелі (листи) оброблені антикорозійним покриттям, місця з'єднання листів з каркасом підстави загерметизовані поліуретановим герметиком, що забезпечує гідроізоляцію контейнера.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

### 5.1 Характеристика шкідливих та небезпечних факторів при експлуатації ГЕС.

Зробимо оцінку робочого середовища для обслуговуючого персоналу підстанції ГЕС. Робота персоналу та ремонт обладнання пов'язані з роботою на комп'ютері, та з системами збудження або релейного захисту. Аналіз умов праці при роботі та налагоджуванні обладнання показує, що основна небезпека пов'язана з:

- можливістю ураження електричним струмом високої напруги;
- пониженою температурою у приміщенні (в холодний період року) та підвищеною температурою (в теплий період року);
- підвищеною вологістю повітря;
- недостатньою освітленістю;
- виробничим шумом;
- пожежонебезпекою.

### 5.2 Розробка заходів щодо охорони праці

Для забезпечення нормального мікроклімату в робочій зоні встановлюють оптимальні і допустимі температури ( $t$ , °C), відносну вологість ( $W$ , %) і швидкість руху повітря ( $V$ , м/с) у визначених діапазонах в залежності від періоду року і категорії робіт. Для підвищення уваги працівника, для покращення самопочуття і збереження здоров'я необхідно створити оптимальні кліматичні умови для комфортного перебування на робочому місці. До категорії робіт Пб відносяться роботи, які виконують стоячи, зв'язані з ходьбою, перенесенням невеликих (до 10 кг) вантажів, які супроводжуються помірним фізичним навантаженням. Нормування параметрів в робочій зоні електростанцій наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Нормування мікроклімату в робочій зоні електростанцій

| Період року | Категорія робіт       | Допустимі |             |               |
|-------------|-----------------------|-----------|-------------|---------------|
|             |                       | t, °C     | W, %        | V, м/с        |
| Теплий      | Середньої важкості Пб | 16...27   | 70 при 25°C | 0,2...0,5     |
| Холодний    |                       | 15...21   | До 75       | Не більше 0,4 |

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачена штучна приточна загальнообмінна вентиляція, яка забезпечує створення необхідного мікроклімату та чистоти повітряного середовища у всьому об'ємі робочої зони [30].

Природне освітлення поділяється на:

- бокове, що здійснюється через світлові отвори (вікна) в зовнішніх стінах;
- верхнє, що здійснюється через ліхтарі та отвори в дахах і перекриттях;
- комбіноване – поєднання верхнього та бокового освітлення.

Оскільки природне освітлення непостійне впродовж дня, кількісна оцінка цього виду освітлення проводиться за відносним показником – коефіцієнтом природного освітлення (КПО). Ті місця, що освітлюються тільки бічним світлом, нормуються мінімальним значенням КПО в межах робочої зони, що повинно бути забезпечення в точках, найбільш віддалених від вікна. Нормування освітленості представлено в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Нормування освітленості в залежності від зорової роботи

| Характеристика зорової роботи | Найменший об'єкт розрізнення, мм | Розділ зорової роботи | Підрозділ роботи    | Контраст об'єкту розрізнення з фоном |
|-------------------------------|----------------------------------|-----------------------|---------------------|--------------------------------------|
| Середньої точності            | Від 0,5 до 1                     | IV                    | а                   | малий                                |
| Характеристика фону           | Освітленість, лк                 |                       | КПО, %              |                                      |
|                               | Штучне освітлення                |                       | Природне освітлення | Комбіноване освітлення               |
|                               | Комбіноване                      | Загальне              |                     |                                      |
| малий                         | 750                              | 300                   | 2                   | 1                                    |

Штучне освітлення передбачається у всіх виробничих та побутових приміщеннях, де недостатньо природного світла, а також для освітлення приміщень в темний період доби. При організації штучного освітлення необхідно забезпечити сприятливі гігієнічні умови для зорової роботи і одночасно враховувати економічні показники.

На робочих місцях встановлюються світильники місцевого освітлення. В місцях, де постійно працюють робітники застосовують люмінісцентні лампи. Щоб зменшити ефект пульсації світлового потоку, сусідні світильники включають на різні фази мережі. Освітлення сучасних електромеханічних та ремонтно-механічних цехів реалізують за допомогою прожекторів із галогеновими лампами. Черговий та оперативний персонал повинен бути забезпечений додатковими акумуляторними ліхтарями [31].

Відповідно до ДСТУ 2867-94 нормуються допустимі рівні звукового тиску за період часу, що розглядається, і значення на нижньому порозі чутності в октавній смузі зі середньо-геометричною частотою 1000 Гц залежно від частоти, характеру робіт і характеру шуму. Джерелами шуму в умовах, що розглядаються в проекті є: повітряні та масляні вимикачі, вода, трансформатори, генератори.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні передбачено:

- усунення коливань у джерелі виникнення, ретельне балансування обладнання, деталей, які обертаються;
- усунення коливань на шляху розповсюдження, звукоізоляція, звукопоглинання, багатошарові огорожі;
- проектно-архітектурні методи передбачають розташування обладнання, вибір перекриття;
- організаційно-технологічні рішення – своєчасне і якісне проведення планово-попереджувального ремонту та контроль за правильною експлуатацією, вибір малошумного обладнання та технологій.

На підприємстві повинно бути забезпечено контроль гуму на робочих місцях не менше одного разу на рік [32].

### 5.3 Засоби індивідуального захисту

В якості засобів захисту кисті руки від вражаючих факторів пропонується використовувати: рукавички, рукавиці, та інші засоби які закривають кисть руки, але що не заважають роботі. Використовується робітниками - ремонтниками, а також електромонтерами обладнання систем вентиляції та кондиціонування. Рукавички, рукавиці та інші засоби оберігають руки від поразки вібрацією, механічних пошкоджень, а також від дії електричного струму і роздратування, викликані хімічними агентами. Для захисту органів слуху пропонується використовувати протишумові вкладиші, беруші, навушники.

Ще використовується багато додаткових засобів індивідуального захисту, наприклад, такі як робочий одяг, окуляри, респіратори, протигази, монтажні ремені струмоізолюючі електроінструменти та дуже багато іншого в залежності від видів вжитих робіт .

### 5.4 Електробезпека

Найбільш часто має місце така причина електричного ураження на виробництві, як дотик працівників до корпусів електроустановок які обслуговується ними та які знаходяться під напругою.

Найбільшу небезпеку становить двофазне замикання, так як в цьому випадку людина опиняється під робочою напругою мережі. Найбільша ж кількість електротравм пов'язана з однофазним замиканням людини до струмоведучих частин, при цьому напруга, під якою опиняється людина, не перевищує фазної напруги.

Сучасна система електробезпеки повинна забезпечувати захист людини від ураження електричним струмом у двох найбільш ймовірних і небезпечних випадках:

- при прямому дотику до струмоведучих частин електроустановки, що під напругою;

- при непрямому дотику.

Під непрямим дотиком розуміється дотик людини до відкритих провідних частин обладнання, на яких в нормальному режимі (справному стані) електроустановки відсутній електричний потенціал, але при будь-яких несправностях, що викликали порушення ізоляції або її пробій на корпус, на цих частинах можлива поява небезпечного для життя людини електричного потенціалу.

Основне правило електробезпеки полягає в тому, що струмопровідні частини електроустановки повинні бути недоступні для випадкового дотику, а доступні дотику відкриті і сторонні провідні частини не повинні перебувати під напругою, що становить небезпеку ураження електричним струмом, як у нормальному режимі роботи електроустановки, так і при пошкодженні ізоляції.

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляції.

Захисне занулення є досить ефективним засобом, який успішно застосовується для запобігання можливого ураження людей електричним струмом у разі їх дотику до металевих частин корпусу електроустановки, яка випадково перебуває під напругою (наприклад, при пошкодженні ізоляції).

Суть захисної дії занулення полягає в перетворенні аварійного замикання струмоведучих частин установки на корпус у звичайне однофазне коротке замикання. Подібне замикання (між фазним і нульовим захисним провідниками) призведе до появи в ланцюзі великих струмів короткого замикання, що викличе негайне спрацьовування захисного пристрою, тобто автоматичне відключення пошкодженої електроустановки від мережі живлення. В якості захисних пристроїв в цьому випадку можуть використовуватися:

- плавкі вставки (запобіжники) або автомати (АВ), що встановлюються для захисту від струмів короткого замикання;
- магнітні пускачі;
- контактори.

Оскільки при зануленні металевих частин електроустановок одночасно здійснюється і їх заземлення (через нульовий захисний провідник і глухозаземленою нейтраллю), то в аварійному режимі, з моменту виникнення замикання на корпус і до відключення електроустановки від мережі, також виявляється і захисна дія цього заземлення. Таким чином, захисне занулення корпусів електроустановок вирішує одночасно два завдання по захисту людини від ураження електричним струмом: виробляє швидке автоматичне відключення пошкодженої частини електроустановки від лінії живлення і знижує величину небезпечної напруги на занулених металевих частинах, які випадково опинилися під напругою. При цьому відключення установки від мережі проводиться тільки в разі замикання окремих струмоведучих частин на корпус. Зниження ж напруги дотику до безпечної величини відбувається у всіх випадках присутності небезпечного для життя людини напруги на занулених струмопровідних частинах, в тому числі і при замиканні на корпус, електромагнітному (електростатичному) впливі сусідніх електричних полів від інших електроприймачів тощо.

Замір опору ізоляції є головною ланкою у визначенні стану ізоляції, а, відповідно, і в забезпеченні безпеки використання електромереж та обладнання.

Для зняття показань стану ізоляції використовують спеціальний прилад - мегомметр. Він складається з генератора струму та механізму, що вимірює напругу. При роботі з мегомметром обов'язково потрібно використовувати затискачі з ізольованими рукоятками. Якщо ізоляція досліджується на напругу вище 1000 В, необхідно надягати діелектричні рукавички. До струмоведучих частин під час перевірки опору торкатися не можна [38].

Контур заземлення необхідний для захисту персоналу від ураження електричним струмом при пошкодженні ізоляції обладнання, тобто короткому замиканні на землю, коли можлива поява великої напруги дотику і шагової напруги. Якість контуру заземлення характеризується його опором, яке для електроустановок з великими струмами замикання на землю має бути не більше 0,5 Ом. Контур заземлення виконується з протяжних (зі смуг) і глибинних (з



пругків і куточків) заземлювачів. До контуру приєднуються всі без винятку корпусу і кожухи обладнання.

Наслідки від ураження електричним струмом залежать від шляху, по якому пройшов струм у тілі потерпілого. На електростанціях найбільшу небезпеку надає струм, що пройшов через серце, головний або спинний мозок, легені. Найпоширенішими шляхами струму в тілі людини є: рука - рука, права рука - ноги, ліва рука - ноги, нога - нога, голова - ноги і голова - руки. Найбільш небезпечними є шляхи голова - рука і голова - ноги (шлях струму через мозок), найменш небезпечним - шлях нога - нога. Найбільш вразливими місцями на тілі людини, дотик до яких навіть при дуже малих токах і напружених може викликати смертельний результат, є ділянка на руці вище кисті, шия, скроня, спина, передня частина ноги і плече [39].

Для захисту персоналу, що обслуговує електроустановку, від ураження електричним струмом служать ізолюючі захисні засоби: при напрузі до 1000 В - діелектричні рукавички, монтерський інструмент з ізолюючими ручками, пристоює які показують напругу; при напрузі вище 1000 В - ізолюючі та вимірювальні штанги, ізолюючі сходи та інші пристрої і пристосування. До додаткових ізолюючих засобів при напрузі до 1000В відносяться діелектричні боти і галоші, гумові килимки та доріжки; при напрузі вище 1000 В - діелектричні рукавички, боти, килимки, а також ізолюючі підставки.

Огорожі у вигляді суцільних або ґратчастих дерев'яних щитів і ширм встановлюються на відстані не менше (0,3...0,5) м від струмопровідних частин. Переносні тимчасові заземлення застосовують для захисту від ураження струмом при випадковому появі напруги на відключених струмопровідних частинах апаратури. При цьому також вивіщується плакат «Не включати, працюють люди!» [33].

## 5.5 Пожежна безпека

На всіх енергетичних підприємствах наказом повинен бути встановлений відповідний протипожежний режим. Усі працівники повинні проходити

спеціальні протипожежні навчання в системі виробничого навчання та перевірку знань.

Енергетичні об'єкти повинні бути забезпечені необхідною кількістю води для пожежогасіння.

Критеріями вибору типу і необхідної кількості вогнегасників для захисту об'єкта є:

- рівень пожежної небезпеки об'єкта (будинку, споруди, приміщення);
- клас пожежі горючих речовин та матеріалів, наявних у ньому;
- придатність вогнегасника для гасіння пожежі певного класу та відповідність умовам його експлуатації;
- вогнегасна здатність вогнегасника конкретного типу;
- категорія приміщення за вибухопожежною або пожежною небезпекою;
- наявність у приміщенні модульної установки автоматичного пожежогасіння;
- площа об'єкта.

Так як машинний зал має клас пожежі Е (пожежа яка пов'язана з загоранням електричних установок) то необхідно встановлювати 6 порошкових вогнегасника ВП-5 або 12 вуглекислотних вогнегасника ВВ-2.

До протипожежного водопостачання належать водойми (ставки, річки, озера, басейни, канали, градирні, резервуари), насосні станції, мережа трубопроводів на території об'єкта з гідрантами (зовнішній протипожежний водогін), а також мережа трубопроводів у будинках, спорудах з пожежними кранами (внутрішній протипожежний водогін) [34].

Евакуаційні шляхи в межах приміщення повинні забезпечувати можливість безпечного руху людей через евакуаційні виходи з даного приміщення без урахування застосовуваних у ньому засобів пожежогасіння та індивідуальних засобів захисту від небезпечних факторів пожежі. Двері евакуаційних виходів і інші двері на шляхах евакуації повинні відкриватися у напрямку виходу з будівлі.

Одним з основних засобів виявлення спалаху в машинному залі є пожежна

сигналізація. Пристрої ПС повинні встановлюватися на Центральному пункті управління ГЕС.

Електроустановки електричних станцій і мереж в літній грозовий період можуть опинитися під впливом грозових атмосферних електричних розрядів. Для цього необхідно виконати такий захист: ОРП і відкриті підстанції напругою (20...500) кВ, як правило, необхідно захищати від прямих ударів блискавки за допомогою стрижневих або тросових блискавковідводів, розташованих поблизу обладнання, що захищається або над ним. Зазначені громовідводи мають заземлення, яке зазвичай поєднується із заземленням електрообладнання [35].

## 5.6 Охорона навколишнього середовища

До найбільш значущих екологічних та соціальних аспектів будівництва й експлуатації ГЕС в гірській місцевості належать:

- скиди ГЕС в процесі експлуатації і пов'язані з цим зміни, гідрологічного, температурного і льодового режиму річки в нижньому б'єфі гідровузла;
- викиди забруднюючих речовин в атмосферу на етапі будівництва та експлуатації;
- небезпеки і ризики для населення та персоналу, пов'язані із станом гідротехнічних споруд та порядком будівництва та експлуатації ГЕС;
- переселення населення із зони затоплення;

Негативний вплив на геологічне середовище може бути виражене в таких процесах як:

- підтоплення і заболочування території, активізація екзогенних процесів;
- вилучення мінеральних ресурсів;
- зміни гідрогеологічного та гідрогеохімічного режимів;
- наведена сейсмічність.

Одна з переваг гідроенергетики як методу генерації електрики полягає в тому, що експлуатація ГЕС не приводить до істотних викидів в атмосферу. У порівнянні з тепловими електростанціями, що працюють на вугіллі чи навіть

природному газі, ГЕС в процесі експлуатації не викидає в атмосферу концентровані хімічні речовини. Однак різні будівельні роботи на етапі спорудження греблі призводять до викидів забруднюючих речовин в атмосферу. Зокрема, джерелами викидів будуть автомобілі та інше обладнання, що використовується при будівельних роботах.

Утворення відходів та поводження з ними є одним з найбільш значущих аспектів на етапі будівництва. Джерелами утворення відходів при будівництві є будівництво греблі і підготовка ложа (включаючи вирубка дерев і санацію території населених пунктів і об'єктів тваринництва). Основним, найбільш масовим, видом відходів на будівництві ГЕС є будівельне сміття, що утворюється на будмайданчику і території будівельних баз.

Основні соціальні впливи, пов'язані із закінченням переселення, зводяться до наступних:

- зміна якості і способу життя переселяють населення і руйнування місцевих громад;
- втрата частини культурної спадщини;
- ліквідація поселень і урбанізація території;
- соціальні впливи на приході реципієнти;
- зміна структури зайнятості населення (в т.ч. обмеження кар'єрних перспектив) [36].

## ВИСНОВКИ

Гідроенергетика розвинена і широко використовується більш, ніж в 160 країнах світу, також на сучасному етапі в багатьох країнах світу, завдяки численним перевагам, швидко розвивається мала гідроенергетика.

Дослідження кінематики потоку в нижньому б'єфі показує, що типові гасителі не завжди забезпечують нормальну роботу нижнього б'єфу у всьому діапазоні змінних умов.

В реальних умовах при скидах води на гідротехнічних спорудах має місце хаотичний характер руху потоку, що викликає нерівномірний розподіл гідродинамічних навантажень на кріплення греблі у нижньому б'єфі і погіршення умов її роботи. З водозливного порогу, а також в межах кріплення гідроспоруди у потоці залишається велика надлишкова кінетична енергія, значна частина якої витрачається на переформування дна русла і берегів за межами кріплення. Дану проблему частково вирішує використання гасителів потоку.

Незважаючи на численні дослідження різних типів гасячих пристроїв, а також оцінку їх впливу на структуру потоку і на можливості управління збійністю течії, та зниження її небажаного впливу на кріплення гідроспоруди і природне русло, ці питання вивчені недостатньо повно, отримані в цих дослідженнях результати часто суперечливі, а іноді мають взаємовиключний характер.

Стосовно дослідження гасителів потоку, як предмет вироблення електроенергії. Це можливо якщо в конструкцію гасителя впровадити елементи гідротубіни невеликих розмірів. Для цього найбільш підійде реактивна гідротубіна. Робоче колесо якої розташовується повністю у воді, тому потік води віддає енергію одночасно всім лопастям робочого колеса. Такою турбіною обираємо ортогональну.

Ортогональна турбіна, є роторною машиною з постійним моментом інерції. Турбіна володіє просторової, осесиметричної конструкцією.

На лопать турбіни діє розподілене навантаження, інтенсивність якого представлено у вигляді сукупності зосереджених сил, прикладених на деякій довжині.

Ортогональна турбіна має наступні елементи:

матеріал лопатей - сталь 30ХГСА; кріпиться завдяки диску з запресованими штифтами, на які насаджуються лопаті; передача моменту на вал за допомогою посадки диска з лопатями на вал з натягом; ось штифта розташована під кутом  $30^\circ$  перпендикулярна осі обертання ротора; матеріал валу сталь 40Х.

Силовий енергоблок міні-ГЕС має контейнерне виконання всередині контейнера встановлений гідроагрегат з ортогональною турбіною, підвідний і відвідний водоводи контейнера, компенсатор водоводу.

Енергоблок можливо використовувати як гаситель, тому що його можливо погрузати у воду він герметичного виконання.

Під час дослідження ортогональної турбіни будувалась динамічна модель турбіни та динамічна модель гідрогенератора завдяки програмного комплексу Matlab.

В результаті моделювання отримані графіки зміни частоти обертання валу генератора в часі, зміна електромагнітного моменту генератора в часі.

Завдяки моделювання ми спостерігали зміну в часі частоти обертання валів турбіни і генератора, крутящого моменту турбіни і електромагнітного моменту генератора, напруги і сили струму, а також повну електричну потужність генератора.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Дубровский В.А. Общая энергетика. / В.А. Дубровский. – М.:Мир, 2005. – 227с.
2. Гришин М. М., Гидротехнические сооружения.- М.: Мир, 1962 - 763 с.
3. Караулов Б. Ф., Россинский К. И. И Кузьмин И. А., Методические указания по проектированию гасителей энергии и креплений в нижнем бьефе водосбросных плотин на нескальных грунтах, в кн.: Тр. Гидропроекта, сб. 1, М., 1958 – 1235с.
4. Губин Ф. Ф., Гидроэлектрические станции - М.: Энергия, 1949 – 750с.
5. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. Руководство для проектирования, под ред. А. А. Морозова, 2 изд., М.—Л., 2008- 554с.
6. Пашков Н. Н., Расчет гасителей шашечного типа за трубчатыми водосбросами, «Сб. Тр. МИ СИ им. В. В. Куйбышева», 1958, № 24, вып. 1; - 300с.
7. Иванченко И.П., Щур В.А. Использование переменной частоты вращения для повышения эффективности работы гидротурбин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук под ред. В.П. Шорина, Том 14, Самара, 2012, стр.658-661.
8. Alligne, S., Nicolet, C., Ruchonnet, N., Hasmatuchi, V., Maruzewski, P., Avellan, F., Numerical simulation of nonlinear self-oscillations of a full load vortex rope, 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, October 14-16, 2009, Brno, Czech Republic.
9. Alligné,S., Nicolet, C., Allenbach, P., Kawkabani, B., Simond, J.-J., Avellan, F., Influence of the vortex rope location of a Francis turbine on the hydraulic system stability, 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems OCTOBER 27-31, FOZ DO IGUASSU.
10. Суходоля, О.М. Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку гідроенергетики України/ О.М. Суходоля, А.А. Сидоренко, С.В. Бегун.- К.: НІСД, 2014.-54с.

11. Ершина А.К., Ершин Ш.А., Жапбасбаев У.К. Основы теории ветротурбины Дарье. - Алматы: КазгосИНТИ, 2001.-104 с.
12. Горелов Д.Н., Кузьменко Ю.Н. Экспериментальная оценка предельной мощности ветроколеса с вертикальной осью вращения//Теплофизика и аэромеханика. -2001.-Т.8, №2.-С.329-334.
13. Проблеми будівництва малих ГЕС у гірській місцевості. URL: <http://pryroda.in.ua/miniges/analit-dovidka-malyh-hes> (дата звернення 28.07.2019)
14. Горелов Д.Н. Проблемы аэродинамики ветроколеса Дарье// Теплофизика и аэромеханика. -2003.-Т. 10, №1.-С.47-51.
15. Балагуров В. А. Проектирование специальных электрических машин переменного тока / В. А. Балагуров. - М.: Высш. школа, 1982. - 272 с.
16. Баклушин П. Г. Экспериментальное исследование аэродинамических характеристик ортогональных крыльчатых ветроколес / П. Г. Баклушин, К. П. Вашкевич В. В. Самсонов // Труды Гидропроекта. - 1989. - Вып. 129. - С. 98 -105
17. Численный метод расчета нормальных нагрузок на лопасти ортогональных ветроагрегатов / Д. Н. Милитеев // Труды Гидропроекта. -1989.- Вып. 129.-С. 128-138.
18. J.C.Dai «Aerodynamic loads calculation and analysis for large scale wind turbinebased on combining BEM modified theory with dynamic stall model», Renewable Energy– PP 280.
19. H.A. Madsen "A Detailed investigation of the BEM model based on analytical and numeical results and proposal for modification of the BEM model", Journal of Phisics: Conference Series 75.2016 – PP 69.
20. J.Zannete «A design methodology for cross flow water turbines», Renewable – PP 90-120.
21. Energy 16.Kelvin Maki «System design of a wind turbine using a multi-level optimization approach», Renewable Energy, 2017 — PP 35-55.
22. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г.Костюк. -3-е изд., перераб. и доп. -М.: Издательский дом МЭИ, 2007. - 476 с.



23. Баженов В.А., Оробей В.Ф., Дашенко А.Ф., Коломиец Л.В., Строительная механика. Специальный курс. Применение метода граничных элементов - Одесса: Астропринт, 2001 г.-208 с.

24. Советов Б.Я. Моделирование систем.-М.: Высшая школа, 1985 - 135с.

25. Абрамовский Е. Р., Городько С. В., Свиридов Н. В. Аэродинамика ветродвигателей. — Днепропетровск: Днепр, гос. ун-т, 1987. — 219 с.

26. Яковлев А. И., Затучная М. А. Энергетические характеристики ветротурбин с вертикальной осью вращения// Авиационно-космическая техника и — X.: XIII, 1998. — Вып. 7. — С. 98 — 102с.

27. Яковлев А. И., Затучная М. А., Головчинер И. Г., Зайкин А. А. Прогнозирование мощностных и моментных характеристик ветроколеса с вертикальной осью вращения и различными аэродинамическими профилями рабочих лопастей// Нетрадиционные источники, передающие системы и преобразование энергии. — X.: XIII, 1997. — С. 111 — 115с.

28. Яковлев А. И., Затучная М. А. Энергетические характеристики ветротурбин с вертикальной осью вращения// Авиационно-космическая техника и технология. — X.: XIII, 1998. — Вып. 7. — С. 98 — 102с.

29. Еремеев К. Д., Усик Ю. Ф., Холявко В. И., Чмовж В. В. Экспериментальные исследования масштабной модели ортогонального крыльчатого ветродвигателя трехлопастной компоновочной схемы// Авиационно-космическая техника и технология. — X.: XIII, 1999. — Вып. 8. — С. 34 — 38с.

30. Фатеев Е. М. Ветродвигатели и ветротурбины. М.: Сельхозгиз, 1957. — 544 с.

31. Новітні проекти в гідроенергетиці України. URL: [http://www.uge.gov.ua/clients/ukrge/site.nsf/\(documents\)/hydroenergy](http://www.uge.gov.ua/clients/ukrge/site.nsf/(documents)/hydroenergy) (дата звернення 10.09.2019).

32. Yalewayker Mandefro. Feasibility Study of Small Hydropower-PV-Wind Hybrid System for Off-Grid Electrification of Liben and MedaWoulabu Villages // KTH Department of Energy Technology. – 2017. –PP. 100-105.

33. Andre Martinez. Life cycle cost, embodied energy and loss of power supply probability for the optimal design of hybrid power systems// Mathematics and Computers in Simulation, 2014. -PP. 46-62.

34. Черных И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, Sim Power Systems и Simulink / И.В. Черных – М.: ДМК Пресс, 2008. – 288с.

35. Bica D. Isolated hybrid solar-wind-hydro renewable energy systems / D. Bica, C. Dumitru, A. Gligot, A. Duka // Renewable and Sustainable Energy Reviews/ - 2016. – PP. 287-299.

36. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення. –Чинний від 01.10.2006.-К.:Держстандарт України, 1994.-88с.

37. ДСТУ 2867-94 Шум. Методи оцінювання виробничого шумового навантаження. Загальні вимоги. – Чинний від 01.01.1995.-К.:Держстандарт України, 1994.-88с.

38. Методи і засоби захисту від ураження електричним струмом. URL: <http://buklip.net/books/35195/> (дата звернення: 21.11.2019).

39. Рекомендації що до оснащення об'єктів первинними засобами пожежегасіння. URL: <http://nuczu.edu.ua/material/avtomat/ukr/lessons/25/5html> (дата звернення:15.10.2019).

40. Рожков А.П. Пожежна небезпека / А.П. Рожков. - К.: Пожінформтехніка, 1999. – 256 с.

41. ДСТУ 3832-98 Охорона навколишнього природного середовища. Автоматизовані системи контролю стічних вод. Типи та основні вимоги. – Чинний від 01.01.2000.-К.:Держстандарт України, 2000. -90с.

42. План локалізації і ліквідації аварійних ситуацій і аварій-плас. URL: <http://studfiles.net/preview/5544696/page:27/> (дата звернення: 22.11.2019).

43. Справочник по охране труда на промышленном предприятии / К.Н. Ткачук, Д.Ф.Иванчук, Р.В. Сабарно, А.Г. Степанов. – К.: Техника, 1991. – 285с.

44.