

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, І. І. Тиньянова,
К. С. Рєзва, Є. С. Крупа, Ю. М. Кухтенков

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ
ГІДРОМАШИН

Монографія

Затверджена Редакційно-видавничою радою НТУ «ХПІ»
26.01.2022 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2022

УДК 626.01
М34

Рецензенти:

Л. Калініна, заст. техн. директора ПАТ «УКРГІДРОПРОЕКТ» (м. Харків);
В. Неня, к.т.н., доц., СумДУ (м. Суми);
М. Степанов, д.т.н., проф., НТУ «ХПІ» (м. Харків)

Публікується за рішенням вченої ради університету,
протокол № від

В монографії викладено основні методи дослідження робочого процесу лопатевих гідромашин на основі різних підходів до моделювання технічних об'єктів. Розглянуто питання проектування гідромашин, а також шляхи їх вирішення за допомогою сучасних пакетів прикладних програм. Здійснено аналіз наукових підходів та положень.

Для студентів та аспірантів вищих навчальних закладів, що навчаються за спеціальністю «Гідроенергетика».

Дранковський В. Е.

М34 Математичне моделювання робочого процесу гідромашин [Електронний ресурс] : монографія: самостійне електронне видання / В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, І. І. Тиньянова, К. С. Рєзва, Є. С. Крупа, Ю. М. Кухтенков. – Харків : НТУ «ХПІ», 2022. – 406 с. – укр. мовою.

ISBN

Іл. 151. Табл. 8. Бібліогр. назв. 286.

УДК 626.01

ISBN

© В. Е. Дранковський, К. А. Миронов, І. І. Тиньянова,
К. С. Рєзва, Є. С. Крупа, Ю. М. Кухтенков. 2022 р.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ВИРІШЕННЯ ПРЯМИЙ І ЗВОРОТНІЙ ЗАДАЧ ТЕОРІЇ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

1.1. Основні завдання теорії гідротурбін

У процесі розробки гідротурбін необхідно вирішити цілий комплекс завдань, основним з яких є завдання проектування елементів проточної частини гідротурбін, які забезпечують необхідну потужність при найнижчих розмірах і високих енергетичних і кавітаційних показниках турбіни.

Вирішенням даної задачі є забезпечення бажаних заданих параметрів оптимального режиму, тобто значень заданих оборотів і заданих витрат, при яких відбувається максимальне значення ефективності. В даний час максимальна ефективність гідротурбін досягла високого рівня ($\eta_{\max} = 0,925\text{--}0,95$ відповідно до модельних випробувань). При цьому необхідно отримати, за заданими умовами, приємні кавітаційні показники на всіх режимах роботи гідротурбіни. Також необхідно, щоб робоче колесо мало хороші ерозійні якості, в яких спостерігається невелика кількість кавітаційного руйнування елементів проточної частини.

Відомо, що значення оптимальних заданих параметрів, які визначають швидкість гідротурбіни, накладають певні обмеження на її енергетичні та кавітаційні показники. Відзначимо, що в процесі проектування гідротурбін додається враховувати різні, часто суперечливі вимоги до геометрії проточної частини. Наприклад, оптимальна геометрія робочого колеса (форма лопатей, кількість лопатей, контури проточної частини і т.п.) може бути неприйнятною з точки зору його кавітаційних якостей. Також слід враховувати вимоги міцності і технології гідротурбінної конструкції при вирішенні гідродинамічних задач.

В процесі розробки гідротурбін необхідно забезпечити високу надійність і тривалу експлуатацію. Для цього потрібно, щоб напруги, що виникають в елементах гідротурбіни від статичних і динамічних навантажень, були максимально мінімальними і не перевищували деяких меж. У деяких випадках конструкція гідротурбін ставить додаткові вимоги, зокрема, до характеру зміни ККД від режиму роботи і до діапазону його надійної роботи, тобто до виду універсальних характеристик гідротурбін і необхідних обмежень режимів роботи гідроелектростанцій.

Тому завданням проектування гідротурбін є комплексне завдання оптимізації для визначення оптимальної форми елементів проточної частини, що передбачає для заданого режиму максимально можливе значення ККД при певних обмеженнях з урахуванням його кавітації, міцності, технологічних та інших вимог.

Однак завдання теорії гідротурбін не обмежуються проектуванням елементів проточної частини. Необхідно визначити показники гідротурбіни при різних режимах роботи. Для вирішення цієї задачі використовуються різні методи розрахунку лопатевих систем, які визначають гідравлічні втрати енергії, ефективність, показники кавітації, а також гідродинамічні сили і моменти, що діють на елементи проточної частини на заданих режимах роботи гідротурбіни. Ефективне вирішення цих проблем можливе на основі вивчення закономірностей і властивостей потоку рідини в проточній частині гідротурбіни, тобто на основі знань про робочий процес гідротурбіни. Тому розробка розрахованих методів дослідження робочого процесу є одним з основних завдань теорії робочого процесу гідротурбін.

Задачі, пов'язані з розрахунком потоку зазначених елементів проточної частини гідротурбіни і визначенням їх гідравлічних показників по різних режимах, в теорії гідротурбін називаються прямими задачами.

Задачі, пов'язані з проектуванням елементів проточної частини гідротурбіни в заданому розрахунковому режимі (зокрема, з визначенням

геометрії лопатевих систем), в теорії гідротурбін називаються зворотними задачами.

1.2. Загальна інформація про прямі та зворотні задачі теорії робочого процесу

Сучасний підхід до проектування проточних частин (ПЧ) має ґрунтуватися на спільному вирішенні прямих і зворотних задач теорії робочого процесу. У прямій задачі фіксована геометрія ПЧ обчислюються кінематичні та енергетичні характеристики гідравлічних турбін (ГТ). Отримані дані використовуються для розрахунку втрат енергії в елементах ПЧ.

Рішення зворотної задачі в загальній постановці передбачає визначення геометричних параметрів ПЧ, що забезпечують параметри оптимального режиму, представляє значні труднощі. У практиці проектування, як правило, обмежується приватним випадком вирішення зворотної задачі - проектування системи лопатей за заданими параметрами оптимального режиму $\eta_{I\text{опт}}$ та $Q_{I\text{опт}}$ з вибраними елементами підводу та відводу ГТ.

Методи, що використовуються на практиці для вирішення зворотної задачі, містять істотні припущення про характер потоку в ПЧ, а вибір оригінальних геометричних параметрів РК здійснюється без належної згоди з іншими елементами ПЧ. Ці припущення часто призводять до невідповідності розрахункового режиму з оптимальним.

У зв'язку з цим особливу важливість мають методи вирішення прямої задачі теорії робочого процесу. Вирішення таких задач передбачає моделювання кінематичних характеристик потоку і енергетичних характеристик ГТ. Ці методи вирішення широкого кола питань, пов'язаних з поліпшенням ПЧ (збільшення одиниці потужності ГТ, швидкість,

підвищення рівня ефективності в оптимальному режимі, збільшення кривої ефективності при переході від оптимального режиму і т.п.).

Для вирішення цих задач широко використовуються теоретичні та експериментальні методи дослідження. Розробка методів математичного моделювання дозволяє проводити багатоваріантні чисельні дослідження впливу геометричних параметрів на формування енергетичних характеристик в процесі проектування ПЧ. У багатьох випадках ефективно замінити фізичний експеримент чисельним.

Математичне моделювання енергетичних характеристик передбачає вирішення ряду задач:

- розрахунок і аналіз формування енергетичних характеристик;
- чисельний аналіз впливу геометричних і режимних параметрів як на окремі види втрат, так і на енергетичні показники в цілому;
- чисельне вивчення впливу геометричних параметрів на параметри оптимального режиму та аналіз умов його формування.

Чисельні результати та фізичні експерименти з впливу геометричних параметрів на енергетичні показники широко використовуються в загальноприйнятому підході до поліпшення ПЧ, заснованому на внесенні змін в геометрію і подальшій оцінці цих змін.

Недоліком умовного підходу є відсутність методики визначення геометричних параметрів і їх комбінацій, що забезпечують досягнення необхідних показників. Немає аналізу формування енергетичних характеристик радіально-осьових (РО) ГТ у зв'язку зі зміною геометрії елементів ПЧ в широкому діапазоні зміни швидкохідності.

В цілому потік реальної рідини в ГТ є тривимірним несталим і супроводжується різними фізичними явищами, з яких найбільшим впливом на роботу гідромашини є кавітація, відрив потоку, а також нерівномірне поле швидкості і його нестационарність. При дослідженні робочого процесу ГТ, а також для урахування всіх проблем пов'язаних з ним найбільш доцільним

є використання повних рівнянь Нав'є-Стокса. Вважається, що нестационарні рівняння Нав'є-Стокса повністю описують реальні течії. Однак стан теорії про методи розв'язку цих рівнянь в більшості випадків викликає непереборні труднощі для чисельного розв'язку їх за допомогою комп'ютерів, так як загальні теореми про існування і означення розв'язку повного рівняння Нав'є-Стокса не доведені, а рівняння Рейнольдса взагалі незамкнуті, хоча для приватних класів руху в'язкої нестислої рідини такі теореми існують [1].

Методи математичного моделювання відіграють особливу роль при реконструкції гідроелектростанцій (ГЕС), коли без зміни ПЧ в цілому: спіральну камеру (СК), колони статора, відсмоктуючу трубу, встановлюючи більш досконалу систему лопатей робочого колеса (РК) і лопаток направляючого апарату (НА) вдається підвищити рівень ефективності і потужності ГТ.

В даний час при розробці нових ПЧ і лопатевих систем основним з них є математичне моделювання на ЕОМ з використанням сучасних комп'ютерних технологій і математичних моделей (ММ).

1.3. Методи вирішення прямої задачі

Основним завданням гідродинамічних розрахунків є створення високоефективних ПЧ, що забезпечують необхідні показники гідромашин. Цю задачу неможливо вирішити без теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу. Зокрема, високі енергетичні показники вимагають вивчення втрат енергії в різних елементах проточного тракту з метою виявлення факторів, що визначають величину втрат і характер їх зміни в залежності від геометричних параметрів і режиму роботи ГТ. Втрати енергії і кавітаційні показники нерозривно пов'язані з розподілом швидкостей і тиску в елементах ПЧ. Для теоретичного вивчення робочого

процесу, а також для профілювання елементів проточного тракту використовуються методи гідродинамічного розрахунку.

Розвиток гідротехніки в останні роки спрямований на збільшення одиничної потужності гідроенергетичних машин при збереженні високого рівня ефективності ГТ. Для вирішення цих проблем широко використовуються чисельні та фізичні методи моделювання. Розробка методів математичного моделювання тепер дозволяє проводити глибокі чисельні дослідження на етапі проектування ПЧ ГТ. У багатьох випадках використання чисельного експерименту є ефективним заміником фізичного [2, 3].

Фактичний потік в ПЧ гідравлічних машин в'язкий, тривимірний, несталий, що взаємодіє з рухомими і стаціонарними елементами ПЧ. Аналітичний опис такого потоку - досить складний. Тому в теоретичному дослідженні приймаються певні припущення. Часто в інженерній практиці вважають потік нев'язким нестисливим усталеним. Методам розрахунку потоку в лопатевих системах гідромашин приділяється основна увага, так як гідравлічні якості лопатевих систем, а особливо робочого колеса, є визначальним фактором при формуванні основних характеристик ГТ.

Моделі течії в лопатевих системах і прилеглих ділянках ПЧ в процесі розвитку теорії гідромашин зазнали великих змін. Найпростіші моделі, засновані на використанні одновимірних (реактивних) методів теорії, дозволяють лише наближено забезпечити необхідні параметри гідромашини і не дозволяють точно оцінити очікувані енергетично-кавітаційні показники елементів ПЧ і здійснити цілеспрямований розвиток лопатевої системи. Важливим кроком у розвитку теорії гідромашин стало застосування двовимірних задач гідродинаміки, основними з яких є задача осесиметричного потоку рідини та задачі обтікання двовимірних решіток профілів. Ці задачі використовують загальні рівняння руху ідеальної рідини двовимірного потоку [4-7]. Головна перевага цих методів полягає в тому,

що вони дозволяють отримувати розподіл швидкості і тиску по профілях решітки. Але при цьому застосування теорії решітки не гарантує, що реальний потік вирівнюється з меридіональним потоком моделі, прийнятої при профілюванні РК, що є загальним недоліком двовимірних моделей потоку рідини.

В теперішній час пряма тривимірна задача вже доведена до практичного застосування. Так, у роботах Моргунова М. Г. [8, 9] розрахунок потоку в ПЧ турбомашини базується на розв'язці інтегральних рівнянь теорії просторового поля. У сфері лопатевих систем метод розрахунку є ітераційним і складається з послідовного вирішення наступних задач:

- обтікання решітки профілів потенційним потоком ідеальної рідини;
- чисельне розв'язання задачі в вихровому потоці при заданих розподілах швидкості і тиску в вході. розрахунок потоку в'язкої рідини.

В останнє десятиліття кращі з розроблених методів моделювання і розрахунку течій рідини і газу в областях довільної геометричної конфігурації, в тому числі в ПЧ гідромашин, були реалізовані у вигляді комерційних програмних продуктів, і ці продукти набула широкого поширення на ринку. Судячи з публікацій у провідних міжнародних журналах з гідромеханіки, найсерйозніших успіхів досягли, зокрема, команди розробників *CFX* (Канада–Англія–Германія, [www-waterloo.ansys.com/cfx](http://www.waterloo.ansys.com/cfx)), *STAR-CD* (Англія, www.cd-adapco.com, www.adapco-online.com), *Fluent* (США, www.fluent.com), *Numeca* (Бельгія, www.numeca.be), *FlowER* (Україна, www.flower3d.org, [1, 10, 11]). Гарний опис цих та інших програмних продуктів дозволяє кваліфікованому фахівцю самостійно здійснювати поточні розрахунки, самостійно лише з невеликою технічною підтримкою з боку розробників.

3D-методи відіграють важливу роль у проектуванні ПЧ ГТ і прогнозуванні їх енергетичних характеристик, мають великі перспективи завдяки швидким темпам комп'ютерних технологій. Однак в даний час їх

застосування вимагає багато підготовчої роботи і машинного часу, що ускладнює їх використання в інженерних розрахунках.

Складність конструкції лопатевих гідравлічних машин, властива методам, заснованим на врахуванні тривимірних течій, і трудомісткість розрахунків привели до розробки приблизних методів розрахунку просторового потоку, що призвело завдання тривимірного потоку до загальних двовимірних задач [12]. У теорії гідромашин запропонована Степановим Г. Ю. [13] схематизація просторового потоку, згідно з якою розрахунок цього потоку зводиться до комплексу з двох основних двовимірних задач: задачі осередненого осесиметричного потоку в ПЧ і задачі обтікання двовимірних решіток профілів на отриманих осесиметричних поверхнях току. Слід зазначити, що в рамках врахування квазітривимірного підходу відхилення фактичних поверхонь току в ПЧ від поверхонь обертання в принципі не виявлено. Для оцінки цього відхилення можна вважати третю двовимірну задачу - про течію рідини на поверхнях, ортогональних сімейству поверхонь обертання [14]. На практиці, однак, частіше використовують рішення двох основних задач. Розвиток цього напрямку розрахунку просторового потоку на основі сучасних методів розрахунку відобразився в роботах Г.В. Вікторова, Г.М. Моргунова [14-16], І.Е. Етінберга, Г.І. Топажа [17, 18], Б.С. Раухмана [19, 20].

Широке застосування у вітчизняній інженерній практиці отримала задача обтікання решіток профілів на осесиметричних поверхнях току в шарі змінної товщини, яка була розроблена в ЦКТИ ім. І.І. Ползунова [21]. За допомогою цієї задачі можливо визначити кінематику потоку в лопатевих системах і профільні втрати на різних режимах роботи гідромашини. Інформація про кінематику потоку дає можливість визначити ударні, циркуляційні, кромочні, кінцеві та інші види гідравлічних втрат енергії в лопатевої системі. У Центральному котлотурбінному інституті (ЦКТИ) розроблений також метод профілювання лопатевих систем гідромашин [22]

з прогнозуванням енергетичних показників [23-25]. Застосування прямої решіточної задачі ЦКТІ в поєднанні з прямою осесиметричною задачею дає можливість відпрацьовувати геометричні параметри лопатевих систем робочих коліс для отримання високоефективних гідротурбін різної швидкохідності [23, 26]. Але в умовах великого обсягу розрахунків цей метод є кілька трудомістким. Тому з метою зменшення часу та трудомісткості розрахунків в деяких роботах беруть ряд додаткових припущень: вирішують завдання не у всій області лопатевої системи, а тільки на крайках [27, 28] або використовують в якості першого наближення поверхні потенційного потоку. Для оцінки прогнозних енергетичних характеристик РК в цих роботах визначалися наступні категорії гідравлічних втрат: профільні, ударні, втрати в відсмоктує трубі, циркуляційні, кінцеві втрати і втрати, пов'язані з наявністю вихору за РК [22, 28]. Розрахунки показали, що при такому підході можуть бути отримані хороші результати проектування РК гідротурбін

1.4. Методи вирішення оберненої задачі

При проектуванні гідромашин використовують одновимірні, двовимірні, квазітривимірні та тривимірні гідродинамічні методи.

В одновимірному (струминному) методі розв'язку зворотної задачі розрахунок вхідного і вихідного кутів потоку розраховується по допустимих краях лопаті для заданих режимів роботи, меридіонального потоку і граничних умов на вході і виході з РК. Профілі побудовані на різних поверхнях току на розгортках конформного циліндра або конусів.

Серед двовимірних методів широко відомий метод Бауерсфельда – профілювання нескінченного тонкої лопаті (з кількістю лопатей $z = \infty$), в осесиметричному потенціальному потоці і метод Мізеса-Вознесенського –

профілювання нескінченно тонкої лопаті в вихровому меридіональному потоці.

На практиці також використовується метод особливостей, при якому розрахунок решіток профілів кінцевої товщини проводиться в припущенні постійної циркуляції на розмаху лопаті. Вплив решітки на незбурений потік замінюється вихорами і стоками, розподіленими по хорди профіля.

За допомогою методу конформного відображення рішення оберненої задачі для обертаючої кругової решітки тонких або тілесних профілів, розташованих на осесиметричній поверхні току, здійснюється на допоміжній площині прямої решітки, на яку за допомогою аналітичних функцій відображається решітка з осесиметричної поверхні току. Для вирішення оберненої задачі на площині конформного відображення використовують метод особливостей, а потім, використовуючи відомі залежності, переобчислюють координати профілів і швидкостей в точках профілю з площини на криволінійні осесиметричні поверхні току.

У квазітривимірному способі вирішення оберненої задачі [29] розрахунок визначає форму кінцевої товщини лопатей для прийнятої кількості лопатей. У заданому оптимальному режимі лопаті утворюють середньостроковий потік прийнятого вихору з відомим потоком за НА. Проблема вирішується методом послідовних наближень шляхом зміни форми поверхні лопаті до отримання мінімальної нев'язки. Зміна форми лопаті здійснюється за допомогою спеціальної функції з 9 параметрами управління.

У тривимірних методах форма лопаті кінцевої товщини розраховується при заданій кількості лопатей РК і прийнятому потоці (меридіональній або циркуляційній) з урахуванням змінної циркуляції по розмаху лопаті. Слід зазначити, що через складність задачі в інженерній практиці в даний час широко не використовуються тривимірні методи вирішення оберненої гідродинамічної задачі.

У роботі [30] пропонується методика розрахунку лопатевої системи РК гідротурбіни з використанням прямій осесиметричній і решітчастої задачі, методів оптимізації [31, 32], отримання гладких поверхень лопаті та її математичної моделі. Такі комплекси задач дають хороші результати, але трудомісткі в підготовці даних і тривалому обліку часу.

З огляду на громіздкість існуючих методів, питання оптимального підбору основних геометричних параметрів РК стають актуальними на початковому етапі досліджень [33], так що складні програмні комплекси більш ефективно використовуються на пізніх стадіях розрахунку. У роботах Моргунова Г.М. та інших авторів [30, 34] пропонується на першому етапі досліджень визначити основні геометричні параметри або в одновимірній постановці, або за допомогою різних емпіричних залежностей, а потім перейти до їх уточнення більш суворим методом. Такий підхід вимагає розробки набору спрощених моделей робочого процесу, які підходять для використання на різних етапах проектування ПЧ.

1.5. Аналіз моделей робочого процесу

Тривимірні і квазітривимірні методи розрахунку досить трудомісткі при проведенні масових багатовимірних розрахунків. Ці методи слід використовувати на завершальних етапах розробки ПЧ, коли діапазон можливих змін геометричних параметрів звужується в розрахунках на спрощених моделях.

Сучасний досвід використання автоматизованих систем проектування (САПР) при розробці ПЧ гідромашини свідчить про необхідність використання моделей різного рівня, що характеризуються різним ступенем абстракції від реальної картини потоку і різними підходами у вирішенні задач. Такий підхід дозволяє ефективно використовувати математичні моделі різних рівнів, в залежності від стадії проектування ПЧ.

Математична модель робочого процесу описує взаємозв'язок між енергетичними, кінематичними, режимними та геометричними параметрами.

Один з підходів до побудови спрощених моделей заснований на заміні лопатевої системи РК еквівалентними інтегральними параметрами середньої решітки. Кінематичні параметри середньої решітки, втрати енергії в елементах ПЧ визначаються в залежності від режимних параметрів ГТ. Ця залежність використовується для розрахунку балансу втрат енергії, визначення коефіцієнта кавітації та інших задач. Такий підхід застосовується в роботах Пилєва І. М., Гринько Л. І., Топажа Г. І. та інших авторів.

Ще один напрямок в розробці опису робочого процесу базується на теорії гідродинамічної решітки, що описує загальні закономірності потоку в лопатевих системах. Основа цієї теорії закладена в роботах Войташевського Д. А. цей напрямок знайшов широке застосування як для аналізу робочого процесу, так і для розробки ПЧ. У роботах Количева В. О., Нікітіна І. М., Федулова І. І., Мараховського М. Б. [35] та інших висвітлювались питання розрахунку параметрів оптимального режиму, прогнозування енергетичних характеристик.

Відмінною рисою такого підходу до моделювання робочого процесу є використання безрозмірних осереднених кінематичних параметрів, в залежності від яких виражаються коефіцієнти опору в елементах ПЧ ГТ. Використання безрозмірних параметрів робить опис універсальним і забезпечує значну зручність для систематизації і узагальненні дослідних даних. Роботи Количева В. О., Дранковського В. Е. і Мараховського М. Б. показують можливість розвитку розглянутого напрямку, пов'язаного з реалізацією ідеї блочно-ієрархічного підходу при опису робочого процесу та застосуванні методів оптимізації [35-38].

Перевагою розглянутих моделей робочого процесу є те, що їх застосування не вимагає повної інформації про геометрію лопатевої системи. Тому їх можна використовувати для оцінки енергетичних якостей гідромашини на ранніх стадіях проектування. Основними недоліками є те, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Зокрема, при такому підході практично неможливо достовірно оцінити прогнозоване значення кавітаційного коефіцієнту, так як область найбільшого розрядження тиску лежить на периферійних частинах лопаті робочого колеса. Крім того, не враховується той факт, що периферійна частина лопаті має найвищі значення втрат за рахунок високих значень відносної швидкості W , а оптимізація геометричних параметрів саме цієї ділянки лопаті призводить до поліпшення енергетичних і кавітаційних якостей лопатевої системи РК в цілому.

1.6. Огляд пакетів прикладних програм, що використовуються при проектуванні та дослідженні робочого процесу гідротурбіни

ПЧ сучасних гідромашин з високими показниками енергетичної якості розробляють з використанням CAD-систем, що поєднують в собі підсистеми проектування і гідродинамічного розрахунку ПЧ (CAD) елементів, їх виготовлення на верстатах з ЧПУ за допомогою програм управління (CAM), а також автоматизовані експериментальні дослідження моделей і їх модифікацій. Процес розрахунку, проектування, виготовлення та експериментального дослідження ПЧ гідромашини – це єдиний автоматизований цикл, який забезпечує значне скорочення часу, витраченого на проектування та виготовлення моделей, високу точність та зниження витрат на їх виготовлення та експериментальні дослідження [39-42].

Сучасні пакети прикладних програм використовують для розрахунку, проектування, дослідження і виготовлення елементів ПЧ гідромашини дають змогу вирішувати наступні задачі:

- вибір типу гідравлічної машини, визначення основних параметрів, побудова характеристик і розрахунків основних техніко-економічних показників гідроагрегатів на задані умови ГЕС за допомогою номенклатурних даних;

- проектування ПЧ на прийняті параметри, оптимізація та визначення прогностичних енергокавітаційних показників гідравлічної машини;

- автоматизоване виготовлення креслень елементів гідромашини;

- підготовка програм з виготовлення елементів ПЧ на верстатах з числовим програмним управлінням (ЧПУ);

- автоматизоване експериментальне дослідження ПЧ моделі, що забезпечення зворотного зв'язку між дослідними та розрахунковими даними для цільових змін у ПЧ, енергокавітаційних показників та формі універсальної характеристики.

При автоматизованому проектуванні РК, яке в основному визначає енергокавітаційні та інші характеристики гідромашини, використовують різні підходи:

1. Підвищення продуктивності існуючої номенклатури РК шляхом розрахунку її модифікацій і оптимізації геометричних параметрів і подальшого експериментального уточнення в конкретній ПЧ;

2. Розробка нового РК за заданими параметрами з використанням оберненої і прямої задачі.

Обидва підходи використовуються при проектуванні гідромашини для ГЕС, що знаходяться в стадії будівництва або модернізації.

У літературі майже немає інформації про методологію програмних пакетів для проектування РК РО гідромашин [43]. Серед розробок систем

автоматизованого проектування (САПР) в галузі гідромашин слід визначити роботи Федорова А. В., Топажа Г. І., Казачкова Л. Я., Провада Е. В., Волкова А. В., Соніна В. І., Кондратьєва Ю. С., Жарковського А. А. [44] та ін. В працях [29, 45] наведено опис пакету програм з проектування і розрахунку показників РК РО ГТ, розробленого в ЦКТІ ім. Ползунова. В цьому пакеті розрахункове визначення форми лопаті здійснюється шляхом розв'язання оберненої осесиметричної задачі профілювання лопаті при заданому меридіональному потоці для оптимального режиму і оптимізованих граничних умов потоку на виході з РК за умови забезпечення оптимальної форми периферійної решітки, яка проектується на задані значення циркуляції і кавітаційного коефіцієнту гідромашини. Розрахунок обтікання лопатевої системи і прогнозування втрат енергії і коефіцієнта кавітації при розрахункових режимах здійснюється без врахування перебудови меридіонального потоку в РК, за винятком вхідних і вихідних зон крайок лопаті. У роботах [46] описується набір програм для проектування робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни, насос-турбін і насосів. Конструкція лопатевої системи РК здійснюється на конформній діаграмі, середня лінія профіля задається на основі поліноміальній залежності. Процес проектування є ітераційним; на кожному кроці здійснюється цілеспрямована зміна геометрії за допомогою методів оптимізації геометричних параметрів лопатевої системи і потім розрахунку їх гідравлічних характеристик. Процес закінчується, коли будуть досягнуті необхідні показники РК. Характеристики розраховуються на основі послідовного рішення осесиметричної і решітчастої задачі. До недоліків цих комплексів можна віднести відсутність можливості автоматичного розрахунку геометрії меридіональної проекції РК і її оптимізації в залежності від поставленої задачі, а також відсутність рекомендацій щодо визначення геометричних параметрів лопаті РК в залежності від швидкохідності для нових РК реверсивних гідравлічних машин. У

роботі [44] наведено опис САПР по проектуванню і розрахунку відцентрових насосів, що дозволяє вибрати основні параметри РК, спроектувати меридіональний перетин, розрахувати потік, спрофілювати решітку лопатей на поверхнях току, виконати розрахунок течії в'язкої і нев'язкої рідини і на їх основі визначити втрати, напір і кавітаційні якості РК. Але слід зазначити, що даний пакет програм не можливо використовувати для проектування РК насос-турбін і особливо ГТ, оскільки він не враховує особливості їх геометричних параметрів. Крім того, в роботі робиться висновок, що на сьогоднішній день квазітривимірні методи розрахунку потоку в ПЧ відцентрового насосу дають більш послідовні результати, ніж тривимірні методи. Робота [47] містить опис пакету програм для проектування РК реактивних ГТ, розрахунок кінематичних характеристик потоку і показників міцності РК. Пакет дозволяє розрахувати контур ПЧ в області РК, виконати профілювання лопаті кінцевої товщини РК і проаналізувати потік методом кінцевих елементів. Але цей пакет не може бути використаний для проектування реверсивних гідравлічних машин, так як не враховує специфіку вимог насосного режиму.

Аналіз літературних джерел показав, що на сьогоднішній день питання профілювання лопатевих систем реверсивних гідромашин і РО ГТ, прогнозування їх енергокавітаційних характеристик, встановлення впливу геометричних параметрів РК на формування енергетичних показників ГТ не були достатньо вирішені і потребують подальшого розвитку.

1.7. Структура автоматизованої системи проектування проточної частини та послідовність чисельного експерименту

Фізичні явища, що відбуваються в потоці ПЧ ГТ, визначаються наступними фундаментальними законами механіки рідини:

·- закон масового збереження (рівняння нероздільності рідини).

- другий закон Ньютона (рівняння кількості рухів потоку).
- закон енергозбереження (рівняння балансу енергетичного потоку).

Ці закони зазвичай виражаються у вигляді диференціальних рівнянь, чисельна інтеграція яких дозволяє визначити структуру потоку і втрати енергії в гідравлічних елементах ПЧ турбіни.

Ці закони зазвичай виражаються у вигляді диференціальних рівнянь, чисельна інтеграція яких дозволяє визначити структуру потоку і втрату енергії в гідравлічних елементах ПЧ турбіни. Вирішенням цих задач (рівнянь) займається «Обчислювальна гідродинаміка» (CFD-Computational Fluid Dynamics). Обчислювальні системи (hardware) складаються з ряду персональних комп'ютерів (PCU) або суперкомп'ютерів (в залежності від складності вирішуваної проблеми).

Математичні рівняння систем, що описують вищевказані закони механіки рідини та чисельні методи їх розв'язання, представляють у вигляді програмних пакетів (software). Залежно від рівня складності задач, які необхідно вирішити, використовуються різні комерційні сертифіковані програмні пакети або програми, розроблені гідротурбінними фірмами.

САПР складається з таких підсистем:

- підсистема і програми, що визначають форму/геометрію гідравлічних елементів ПЧ (SAD - Computer Aided Designing).

- підсистема дискредитації, яка представляє собою область гідравлічного елемента у вигляді окремих сіток/осередків/елементів. Ця підсистема (Pre-processing system) побудови сіток (grid generation) на поверхнях/межах і в гідравлічних каналах ПЧ готує дані для обчислювальних операцій, приблизного розв'язання основних рівнянь гідродинаміки, що описує прийняту модель потоку в ПЧ за допомогою чисельних методів.

·- процесор (Solver) безпосередньо виконує числовий розв'язок рівнянь, в результаті чого отримують дані для оцінки структури, гідродинамічних особливостей потоку і втрату енергії.

·- підсистема обробки та подання розрахункових даних (Post-processing system) у зручному вигляді, для виконання аналізу та оцінки гідравлічного елемента або ПЧ в цілому. Ці дані друкуються у вигляді полів і епюр швидкості, тиску та інших параметрів, або в цифровому і графічному вигляді, що характеризує особливості робочого колеса. Для зручності огляду і аналізу явищ в потоці результати розрахунку можуть бути представлені візуально на моніторі в зоні локального потоку або в загальному вигляді для врахування особливостей потоку в всій ПЧ, від вхідного патрубку спіральної камери до вихідної секції відсмоктуючої труби гідротурбіни. Вектори швидкостей, лінії току (stream lines), траєкторії частинок (streak lines) потоку в ПЧ та інші дані дозволяють інженеру визначати ділянки вторинних течій, відривний потік лопатей/лопаток, які призводять до додаткової втрати енергії потоку, зниження ККД і кавітації, особливо на нерозрахункових режимах гідротурбіни.

Аналіз даних чисельного моделювання робочого процесу ("чисельний експеримент") і порівняння їх з аналогічними даними моделі і натурних випробувань гідротурбін ("фізичний експеримент"), оптимізують ПЧ і удосконалюють методи розрахунку і пакети програм (CFD Tools).

Виготовлення кращої ПЧ на верстатах з ЧПУ для модельних випробувань на гідротурбінному стенді і виготовлення в натурних гідротурбін здійснюється за допомогою програм управління (CAM – Computer-Aided Machining).

Сучасні комерційні сертифіковані пакети прикладних програм (ППП) дозволяють проводити підрахунок і проектування гідравлічних елементів і ПЧ в цілому, що забезпечує високий рівень ефективності, кавітації та інших показників турбіни з мінімальними випробуваннями

моделі в лабораторії. Для розрахунку в'язкого турбулентного просторового потоку (3D Viscous turbulent flow) в ПЧ турбіни при її проектуванні або модернізації найбільш широко використовуються комерційні пакети CFX “TASCflow” та CFX-5, розроблені фірмою Advanced Scientific Computing, Ltd, Canada [48, 49].

Можливості та обмеження чисельного моделювання робочого процесу на етапі розробки ПЧ повинні бути критично оцінені шляхом порівняння розрахункових або прогнозованих енергетичних розрахунків з даними тестування моделі та натури. Надійність і точність оцінки програмного пакету багато в чому залежить від наступних факторів:

- точність побудови (CAD) та відтворення геометрії проточної частини (Turbogrid), яка залежить від способу побудови (CAD) сіток/елементів, їх щільності та форми кінцевих елементів;
- кількість ітерацій і конвергенція обчислювального процесу;
- модель турбулентності потоку, зокрема, пакет TASCFlow містить модель турбулентності $k - \varepsilon$ (два рівняння, які характеризують кінематичну енергію турбулентності та її дисипацію) [50, 51];
- здатність і надійність обліку взаємного впливу суміжних елементів ПЧ на потік і втрату енергії в них;
- врахування або неврахування нестационарного потоку в ПЧ.

1.8. Моделі потоку в робочому колесі і пакети програм (CFD Tools) для багаторівневого розрахунку і оптимізації робочих коліс

У процесі розрахунку лопатевих систем робочих коліс/проточної частини з метою економії машинного часу і витрат застосовують різні моделі течії і відповідні методи розрахунку потоку, починаючи з найпростішої квазітрехмерной моделі невязкого усталеного потоку

(Q3D Euler Code) і закінчуючи використанням методу розрахунку просторового в'язкого турбулентного квазісталого (Reynolds Averaged Navier-Stokes Code / RANS) або нестационарного потоку на заключному етапі розрахунків і відбору кращих розрахункових варіантів для проведення модельних/натурних випробувань. В даний час провідні фірми, що займаються розробкою і виготовленням лопатевих гідромашин, застосовують, зокрема, такі моделі потоку і пакети програм (CFD Codes / Tools) [53-55]:

1. Пакет програм [Q3D-Eu], призначений для вирішення рівнянь руху Ейлера квазітривимірного (Q3D), квазісталого невязкого потенційного/вихрового потоку в лопатевих системах робочих коліс. Відповідно до моделі течії, У Чун Хуа, [52, 56] просторовий потік в робочому колесі можна розрахувати шляхом інтерактивного ітераційного вирішення наступних двовимірних задач:

1.1. розрахунок двовимірного потоку в лопатевих каналах (Blade to Blade Solution) - решітках, розташованих на осесиметричних поверхнях струму S_1-S_1 в робочому колесі;

1.2. розрахунок двовимірного потоку на декількох поверхнях струму S_2-S_2 в лопатевих каналах, що тягнуться від маточини до ободу робочого колеса;

1.3. розрахунок двовимірних течій на поверхнях S_3-S_3 , що враховують перетікання рідини з однієї поверхні струму S_1-S_1 на іншу.

Чисельне рішення системи рівнянь в такій постановці вимагає величезних витрат часу. Тому в інженерній практиці розрахунку і проектування робочих коліс використовують більш простий, але досить ефективний метод розрахунку: спільне рішення рівнянь течії на осесиметричних поверхнях току S_1-S_1 (поверхні обертання) і на одній поверхні струму $S_{2m}-S_{2m}$ усередненого в окружному напрямку потоку в лопатевих каналах.

2. Пакет програм [3D Euler Code] для розрахунку тривимірного нев'язкого потоку в робочих колесах шляхом розв'язання рівнянь нерозривності і кількості руху. При цьому враховують вплив лопатевих сил на потік, які викликають вторинні течії в робочому колесі. Систему рівнянь вирішують за допомогою методу скінченних елементів / обсягів другого порядку, використовуючи при цьому відповідні алгоритми (наприклад, SIMPLE Algorithm) [52].

3. Пакет програм [Q3D Navier Stokes Code] розрахунку квазітривимірного в'язкого турбулентного потоку шляхом спільного розрахунку потоків на поверхнях току і на поверхні струму S_{2m} - S_{2m} усередненого потоку в лопатевих каналах робочого колеса, що представляє течія в меридіональній площині m - z . Вихідні тривимірні рівняння потоку в циліндричній системі координат (r, φ, z) перетворюють в дві системи двовимірних рівнянь. Перша система рівнянь потоку в меридіональній площині r - z (hub-shroud) являє усереднений осесиметричний потік ($\frac{\partial(\)}{\partial \varphi} = 0$) з урахуванням складових F_r і F_z та лопатевих сил. Друга система рівнянь характеризує двовимірну течію в лопатевих каналах (Blade to Blade) в координатах $(m - \varphi)$, де m означає координату уздовж розглянутої поверхні обертання / току. Однак це рішення дуже трудомістке і вимагає застосування спеціальних алгоритмів. Такий пакет програм дозволяє ефективно оптимізувати форму лопаті і робочого колеса для отримання високого ККД і заданого кавітаційного коефіцієнта $\sigma / H_{s_{don}}$ / турбіни.

4. Пакет програм [3D Reynolds Averaged Navier Stokes Code / RANS] розрахунку тривимірного турбулентного в'язкого потоку в робочому колесі / проточної частини. В ході розрахунку використовують осередки структурованої сітки і стандартні програми розрахунку параметрів потоку в

центрах кінцевих обсягів (призм, тетраедрів, що заповнюють розраховуються області потоку). Для розрахунку турбулентної в'язкості $\kappa - \varepsilon$ використовують стандартну модель турбулентності потоку і логарифмічний закон розподілу швидкості у обтічних поверхнях.

Порівняння методів і пакетів програм розрахунку потоку (CFD Tools) з точки зору трудомісткості і витрат машинного часу можна уявити таким чином [52]. Якщо умовно взяти час розрахунку квазітривимірного нев'язкого потоку за допомогою пакета Q3D-Eu за одиницю (зазвичай це кілька секунд для першого наближення і прийнятого режиму роботи), то інші методи розрахунку в наростаючому порядку складності зажадають значно більшого обсягу часу (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Співставлення розрахункового часу при використанні різних пакетів CFD

Метод розрахунку (пакет)	Q3D-Eu	3D-Eu	Q3D-RANS	3D-RANS
Кратність	1	10	20	100
Необхідний час	Секунди	Хвилини	Години	Десятки годин

Продемонструємо багаторівневий процес розробки ПЧ за допомогою різних пакетів CFD [52] з урахуванням основних вимог, що пред'являються до неї:

- значення максимального ККД на оптимальному режимі і середньозваженого ККД на нерозрахованих режимах роботи задані замовником;
- величина коефіцієнта кавітації турбіни σ_T не повинна перевищувати прийнятої значення коефіцієнта установки турбіни $\sigma_{уст}$ (певного економічно прийнятною допустимою висотою відсмоктування $H_{S\text{доп}}$);

- мінімальний рівень пульсацій тиску і нестационарності потоку в ПЧ при роботі гідроагрегату на нерозрахованих режимах роботи.

Для виконання зазначених вимог необхідно щоб:

- робоче колесо забезпечило спрацювання заданого напору на оптимальному і інших режимах роботи;

- втрати енергії в робочому колесі (профільні, ударні, циркуляційні та ін. Види втрат, викликані вторинними течіями), підводі і відсмоктує трубі були мінімальними;

- розподіл тиску на лицьовій і тильній сторонах лопатей (як по їх довжині, так і по розмаху) має бути рівномірним. Для виключення розвиненою кавітації безпосередньо на вході в робоче колесо, піки швидкостей на вхідній частини лопаті повинні бути мінімальними;

- рівномірний потік на виході з робочого колеса, тобто такий розподіл швидкостей $V_{u2}(R_2)$; $V_{m2}(R_2)$ в перетині за робочим колесом, при якому втрати енергії в відсмоктує трубі і в робочому колесі були б мінімальними.

В результаті чисельного моделювання течії, тобто розрахунку структури потоку і втрат енергії в проточній частині, отримують необхідну інформацію і виконують відповідні модифікації робочого колеса (якщо буде потрібно).

Процес розрахунку і оптимізації лопатевої системи і порожнини робочого колеса починають із застосування менш трудомісткого квазітривимірного методу розрахунку (пакета Q3D-Eu) для визначення розподілу швидкостей і тиску на лопаті, особливо на її тильній стороні. Прийнята епюра тиску $p(l/l_{\max})$ (цільова функція) на профілі / лопаті повинна бути рівномірною, а абсолютний тиск на лопаті в місці найбільшої швидкості потоку не повинно бути рівним тиску пароутворення води. Шляхом зміни форми профілю досягають виключення / зменшення піків

розрідження на вхідній частини лопаті і рівномірного його розподілу на лопаті.

Для того щоб визначити вторинні течії, що викликають додаткові втрати енергії в робочому колесі, розраховують тривимірний потік, використовують пакет програм 3D-Eu. Шляхом модифікації профілів лопатевої системи і порожнини робочого колеса забезпечують мінімальну інтенсивність вторинних течій. При цьому, число ітерацій (наближень) обчислюється кількома десятками (табл. 2.2).

Нарешті, для остаточного доведення / оптимізації робочого колеса визначають втрати енергії в робочому колесі. Для цього застосовують ППП розрахунку тривимірного в'язкого турбулентного потоку (пакет 3D-RANS). Якщо необхідно, уточнюють форму профілів і порожнини робочого колеса (спочатку на конформній діаграмі). Оптимізація робочого колеса закінчується, якщо забезпечені розрахункові значення спрацьовує напору робочим колесом, мінімальні втрати енергії в ньому (максимальний ККД) і задане значення кавітаційного коефіцієнта турбіни $\sigma_T (H_{S\text{доп}})$.

Так, наприклад, в процесі виконання розрахункових модифікацій робочого колеса турбіни Francis Fr40 [52] на кожному етапі оптимізації були зменшені втрати енергії в робочому колесі і підвищений його ККД:

- за допомогою пакета Q3D-Eu (з подальшим використанням концепції розрахунку прикордонних шарів на лопатях і ободах робочого колеса) забезпечено збільшення ККД на 0,31 %;
- за рахунок зменшення вторинних течій, певних за допомогою пакета 3D-Eu, збільшення ККД склало 0,42 %;
- пакет 3D-RANS, застосований для розрахунку кращої модифікації робочого колеса, дозволив істотно зменшити втрати енергії і збільшити ККД на 0,85%.

Таким чином, послідовне багаторівневе застосування пакетів CFD забезпечило в результаті збільшення ККД на 1,58% (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Багаторівневе проектування робочого колеса радіально-осьової турбіни РО 40

Пакет	Час	Кількість ітерацій	Збільшення ККД
Q3D-Eu	3	62	0,31
3D-Eu	30	58	0,42
3D-RANS	80	60	0,85
	113	182	1,58

1.9. Розрахунок і проектування нової проточної частини за допомогою пакета CFX TASCflow (підвід - РК - відсмоктуюча труба)

- Проектування і розрахункове дослідження обтікання / колон статора – лопаток НА / при попередньому завданні рівномірного усередненого в окружному напрямку потоку, що формується спіральної камерою на вході в статор. В результаті розрахунку отримують поля швидкостей і тиску в каналах статора і НА, а також втрати енергії і структуру потоку на виході з НА: $V_{u0} = f(b_0)$, $V_{m0} = f(b_0)$, і кут потоку $\alpha_0 = f(b_0)$ на вході в РК на оптимальному режимі роботи $(Q'_1 - n'_1)_{\text{опт}}$.

- Проектування РК, визначення форми лопатей виконують при отриманих розрахунком граничних умовах на вході в РК і прийнятому рівномірному потоці і куга закрутки потоку $\alpha_2(R_2)$ на виході з робочого колеса (вході в відсмоктувальну трубу). У пакеті CFX-TASCflow є підпрограма побудови лопаті (Blade Generation) за допомогою методу конформних відображень.

- Наступний етап полягає в розрахунку потоку в ступені турбіни: подвійна решітка статор – НА, решітка робочого колеса яка обертається (Stage Flow Program). Розрахунком визначають структуру потоку в робочому колесі і на вході в відсмоктувальну трубу, а також втрати енергії

в статорі - НА - РК Розрахункове визначення потоку і втрат енергії з урахуванням взаємодії робочого колеса яке обертається і прийнятої відсмоктуючої труби на заданих режимах роботи [57, 58].

- Заключний етап проектування ПЧ полягає в спільному розрахунку всіх елементів ПЧ і їх взаємодії: спіральна камера - статор - НА - РК - відсмоктуюча труба для визначення ККД турбіни на різних режимах і побудови прогновної універсальної характеристики $\eta - \sigma = f(Q'_1 - n'_1)$ турбіни [59, 60].

1.10. Модернізація проточної частини діючих гідротурбін

Завдання, які вирішуються при виконанні модернізації ПЧ після завершення розрахункового періоду (30-40 років) експлуатації гідротурбін.

1) Більш ефективно використання гідроенергії на діючій ГЕС / ГАЕС за рахунок збільшення ККД і потужності турбіни. Причому, можливі модифікації наявного РК або ж установка знову розробленого робочого колеса для заданих умов експлуатації (діапазони зміни напору і потужності) з поліпшеними енергетичними, кавітаційними, ерозійними і пульсаційними характеристиками.

2) Істотне поліпшення роботи гідроагрегатів на нерозрахованих режимах роботи і розширення діапазону роботи шляхом установки нових РК, лопаток НА і модифікації форми колон статора, завдяки застосуванню сучасних методів розробки (CFD-Tools) лопатевих систем і розрахунку потоку в має ПЧ (підвід - РК - відсмоктуюча труба).

3) Зменшення кавітаційної ерозії РК і нестаціонарності потоку за РК, що істотно збільшує надійність роботи і термін служби гідроагрегатів.

4) Мінімальний обсяг робіт по заміні робочого колеса, лопаток направляючого апарату, зношених деталей і вузлів гідротурбін (механізм повороту лопаток НА, ущільнення цапф лопаток, вала і ін.)

5) Мінімальний термін виведення і введення агрегату в експлуатацію при виконанні модернізації (орієнтовно до $1 \div 1,5$ року).

6) Вартість проведених робіт з модернізації повинна бути мінімальною, а економічний ефект (за рахунок збільшення потужності і вироблення електричної енергії) після введення в експлуатацію модернізованого агрегату максимальний (збільшення вироблення електроенергії, зниження вартості кВт години)

Послідовність виконуваних робіт наступна:

Перший етап. Підготовчі роботи:

1) Вивчення та аналіз наявних креслень ПЧ заводу - постачальника турбінного обладнання (спіральна камера, статор, НА, відсмоктуюча труба).

2) Виміри лопатевої системи РК (що знаходився в експлуатації) безпосередньо на ГЕС. За допомогою спеціального лазерного вимірювача визначаються лінійні розміри лопаті, особливо ретельно в районі вхідний, вихідний кромки, а також галтелі в місцях з'єднання лопатей з ободом і маточиною.

3) Аналіз умов і даних експлуатації гідротурбін на різних режимах (виконується спільно з інженерами ГЕС).

Розрахункові роботи

1) Створення геометричної моделі ПЧ (CAD) і наближений аналіз потоку в ПЧ за допомогою одновимірних методів.

2) Наближений розрахунок втрат енергії в елементах ПЧ з метою виявлення місць підвищених втрат енергії і визначенні тих елементів, які необхідно модифікувати безпосередньо на ГЕС (колони статора, робоче колесо, відсмоктуюча труба) або ж замінити (нове РК, лопатки НА).

3) Більш глибокий розрахунковий аналіз потоку за допомогою пакетів 3DEu-Code і 3DRANS-Code для остаточного вирішення обсягу модифікацій елементів ПЧ.

Другий етап. Модифікації наявного робочого колеса або розробка нового РК, використовуючи розрахункові дані потоку який формується підводом на вході в робоче колесо і оптимальний розподіл швидкостей в перетинах потоку на вході в відсмоктувальну трубу (для забезпечення мінімальних втрат енергії і нестационарності потоку).

В результаті комплексних розрахунків (підводу – нове / модифіковане робоче колесо – відсмоктуюча труба) визначають значення втрат енергії, прогнозу універсальну і експлуатаційну характеристику модифікованої / модернізованої ПЧ для умов роботи даної ГЕС.

Третій етап. У разі модернізації гідротурбін потужністю $N = 100$ МВт і більше виготовляють модельну турбіну і виконують модельні випробування [61, 62] рідної ПЧ (до модернізації / модифікації) і знову спроектованих / елементів ПЧ (робоче колесо, лопатки НА, модифіковані колони статора).

На підставі розрахунково-експериментальних даних енергетичних, кавітаційних і пульсаційних досліджень визначають універсальну і експлуатаційну характеристики модернізованої турбіни даної ГЕС і видають гарантійні значення потужності, максимального ККД при розрахунковій потужності і середньозваженого ККД, прогнозу величину кавітаційних руйнувань РК G за встановлений термін експлуатації ($T = 3000 - 8000$ час.) [ІЕС], рівень нестационарності потоку в проточній частині та допустимі вібрації основних вузлів агрегату (корпус підшипників турбіни і генератора, бій вала, опора підп'ятника, кришка турбіни та ін.) В заданому діапазоні режимів роботи.

Для турбін потужністю менше $N = 100$ МВт модельні випробування, як правило, не проводять через їх досить високу вартість, а виконують натурні енергетичні та ін. Випробування турбін на ГЕС до модернізації і після [63].

Четвертий етап. Виконання натурних випробувань модернізованої / модифікованої турбіни відповідно до правил Міжнародної електротехнічної комісії (ІЕС) для перевірки гарантій постачальника-виробника. Під час укладання договору на проведення модернізації гідротурбін передбачається підвищення ККД на 1-1,5% (оптимальний режим), 3-4% (на режимі розрахункової, максимальної потужності). Підвищення потужності агрегату після модернізації при тих же умовах експлуатації (напір-витрата) має бути 10-20%. Відповідно до наявних даних натурних випробувань модернізованих турбін гарантії постачальника, як правило, підтверджуються [64, 65].

Таким чином, для збільшення потужності і ККД турбіни, зниження кавітаційних руйнувань РК, а також вібрацій гідроагрегату, викликаних пульсаціями тиску в потоці (як низькочастотними, так і високочастотними), виконують модифікації ПЧ діючих гідротурбін. Для цього проектують і виготовляють нове робоче колесо і лопатки направляючого апарату. Можливі також незначні зміни вхідних або вихідних елементів колон статора, що визначаються на основі аналізу даних розрахунку потоку і втрат енергії в наявних елементах підводу турбіни (спіральна камера – статор – НА). Користуючись пакетом TASCFlow, розрахунком визначають структуру потоку (граничні умови) на вході в робоче колесо, що формуються існуючим підводом турбіни.

Виконують розрахунки потоку і втрат енергії в існуючій відсмоктуючій трубі на заданих режимах роботи турбіни, задаючись різним характером розподілу швидкостей $V_{m2}(R_2)$ і $V_{u2}(R_2)$ в перерізі за робочим колесом, а також кута закрутки потоку $\alpha_2(R_2)$ у вхідному перетині відсмоктуючої труби. В результаті аналізу розрахункових даних (поле швидкостей, втрати енергії в відсмоктуючій трубі) визначають таке поле швидкостей на вході в відсмоктуючу трубу і режим роботи ($Q'_1 - n'_1$), при

яких втрати енергії в трубі мінімальні. Ці дані беруть в якості граничних умов на виході з робочого колеса для розрахунку його лопатевої системи. Отже, лопатева система спроектованого робочого колеса, призначеного для установки в наявній ПЧ турбіни, буде узгоджена з її підводом і відсмоктуючою трубою. Як показують результати натурних випробувань зі старим робочим колесом та після установки нового робочого колеса і лопаток направляючого апарату, має місце суттєве збільшення максимальної потужності агрегату (на 10-20%) і ККД турбіни на 1,5-4% [62, 63].

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Сучасні методи розробки проточної частини гідромашин включають в себе цілий комплекс заходів, пов'язаних з проектуванням елементів проточної частини, чисельним експериментом по визначенню їх прогнозних кінематичних, енергокавітаційних, міцнісних якостей, а також фізичним експериментом на гідродинамічних стендах.

2. Доцільно замінювати вартісний фізичний експеримент розрахунковим; випробування на гідродинамічних стендах проводити при остаточній доведенні моделі проточної частини гідромашини та для зняття кінематичних і енергокавітаційних характеристик.

3. Сучасні методи розрахунку параметрів потоку в проточній частині, засновані на тривимірних моделях течії, є досить трудомісткими при проведенні розрахунків, пов'язаних з дослідженням впливу геометричних параметрів лопатевої системи на прогнозні характеристики. Ці методи доцільно використовувати на заключних етапах доведення елементів проточної частини. На початкових же стадіях проектування має сенс використовувати спрощені моделі.

4. На сьогоднішній день тривимірні методи розв'язання оборотної решітчастої задачі при розробці лопатевої системи робочого колеса не знайшли широкого застосування в інженерній практиці. Актуальним є застосування методів, що дозволяють вирішувати задачі оптимізації геометричних параметрів робочих коліс на етапі проектування.

5. Актуальним завданням є створення програмних комплексів з проектування і чисельному дослідженню характеристик лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідромашин. Це дозволяє істотно знизити час і витрати на проектування.

6. Точність і надійність застосовуваних методів чисельного моделювання робочого процесу і розрахунку ККД в порівнянні з даними

фізичного експерименту поки недостатня. Точність проведення фізичного експерименту і визначення ККД моделі ($\Delta\eta = \pm 0,2 \%$) значно вище точності розрахункових прогнозних енергетичних показників ($\Delta\eta = 0,7 \div 1,5 \%$) турбіни.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н. и др. Численное моделирование течений в турбомашинах. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с.
2. Borresen Bjarne, Knutzen Sverre Dahl Numerical computation of the pump turbine characteristics/ Bjarne Borresen, Sverre Dahl Knutzen // Proceedings of Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium, Lausanne. September, 2002. –P. 33-39.
3. Brekke H. A review on turbine design / Proceedings of Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symposium, Lausanne. September, 2002. – P. 125-130.
4. Bauersfeld W. Die Konstruktion der Francis-Schaufel nach Lorenzschen Turbinen theorie und ihre Eigenschaften. -"Zeitschrift del VDI". 1912. –B.56, № 51, S. 2045-2051.
5. Шмугляков Л.С. Профилирование лопасти турбины Френсиса методом Бауэрсфельда. –Харьков: ХПИ, 1939. –32 с.
6. Вознесенский И.Н. Жизнь, деятельность и избранные труды в области гидромашиностроения и автоматического регулирования. –М.: Машгиз, 1952. –354 с.
7. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин. –М.-Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
8. Моргунов Г.М. Интегральный метод трехмерного расчета вихревого баротропного течения в турбомашинах// Изв. АН СССР. –1984. – №6. – С. 3-13.
9. Моргунов Г.М. Расчет безвихревого обтекания пространственных лопастных систем с учетом вязкости // Изв. АН СССР. –1985. –№1. – С. 117-126.

10. Ершов С. В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд // Пробл. машиностроения. – 1998. – т. 1, №2. –С. 76-93.
11. Ершов С. В. Численный метод расчета трехмерных вязких течений в осерадиальных турбомашинах / С.В. Ершов, А.В. Русанов// Проблемы машиностроения. – 1999. – т. 2, №1-2. –С. 27-33.
12. Wu Chung-Hua A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. - "Transaction of the ASME". 1952.– Vol.74., №8. – P. 1363-1380.
13. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. – М.: Физматгиз, 1962. –512 с.
14. Викторов Г.В. Третья двумерная задача для лопастных систем турбомашин // Тр. МЭИ. – 1975. – Вып. 259. –С. 13-25.
15. Моргунов Г.М. Интегральный метод трехмерного расчета вихревого баротропного течения в турбомашинах // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. – 1984. – № 6. – С. 24-32.
16. Викторов Г.В. Гидродинамическая теория решеток. М.: Высшая школа, 1969. – 368 с.
17. Топаж Г.И. Вихревая модель осредненного осесимметричного течения невязкой жидкости в гидромашине // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1967. – Вып. 79. – С. 51-60.
18. Этинберг И. Э. Методика расчета осесимметричного потока в гидротурбинах// Энергомашиностроение. – 1973. – №11. – С. 23-25.
19. Раухман Б.С. Прямая задача обтекания двумерной решетки профилей // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1965. – Вып. 61. – С. 20-29.
20. Раухман Б.С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решетки профилей на осесимметричной поверхности тока в слое переменной толщины// Изв. АН СССР. – 1971. – Вып. 1. – С.12-18.

21. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б.С. Раухман; Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
22. Раухман Б. С. Проектирование решеток профилей гидромашин на произвольных осесимметричных поверхностях тока в слое переменной толщины// Тр. ЦКТИ. – Л. – 1975. –Вып. 129. – С. 26-46.
23. Раухман Б. С. Энергетические характеристики радиально-осевых гидротурбин / Б. С. Раухман, Т. Н. Ростовцева // Энергомашиностроение. – 1975. – №5. – С.24-32.
24. Раухман Б.С. Усовершенствование методики профилирования лопастных систем гидромашин // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1978. – Вып. 164, – С. 21-32.
25. Топаж Г.И. Условия проектирования РК гидротурбин с наименьшими индуктивными потерями// Энергомашиностроение. – 1976. – №4. – С. 1-3.
26. Топаж Г. И. Расчет гидродинамических показателей быстроходного радиально-осевого рабочего колеса / Г. И. Топаж, Е. А. Морозова // Сб. науч. трудов МЭИ №98. – М. 1986. – С. 46-51.
27. Гольдин А. В. Применение численных методов решения прямой осесимметричной задачи течения жидкости в проточной части гидромашин применительно к ЭВМ // Энергомашиностроение. – 1969. – №4. – С. 15-17.
28. Белова Н. В. Расчетно-теоретические и экспериментальные исследования рабочих колес поворотно-лопастных гидротурбин на напоры 40-60 м / Н. В. Белова, А. В. Гольдин // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1981. – Вып. 186. – С. 79-87.
29. Казачков Л. Я. Пакет прикладных программ (ППП) для автоматизированного профилирования лопастей рабочего колеса гидромашин / Л.Я. Казачков, Е.Б. Провад// Тр. ЦКТИ. – Л. – 1987. – Вып. 239. – С. 43-49.

30. Волков А.В. Определение основных геометрических размеров рабочих колес гидромашин на начальном этапе проектирования / А. В. Волков, Г. М. Моргунов, В. В. Фролов // Сб. науч. трудов МЭИ. – 1988. – Вып. 170. – С. 12-18.

31. Федоров А. В. Асимптотические и точные решения в задаче максимизации к.п.д. гидротурбины // Журн. техн. физики. – 1983. – Вып. 53, № 6. – С.1042-1046.

32. Федоров А. В. Оптимизация проточной части гидротурбины при ограничении на ее кавитационные характеристики // Журн. техн. физики. – 1984. – Вып. 54, № 4. – С.679-684.

33. Иваницкая Е. П. Прогнозирование энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин и обратимых гидромашин: Автореф. дисс. канд. техн. Наук / Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1988. – 22 с.

34. Моргунов Г. М. Об эффективном первом приближении в задаче проектирования рабочих колес гидромашин / Г. М. Моргунов, А. В. Волков, В. В. Фролов // Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных установок в системах их автоматизированного проектирования: Республиканская научно-техническая конференция. Готвальд, 7-9 сентября 1988 г. – Харьков, 1988. – Ч. 3. – С. 23.

35. Мараховский М.Б. Численное моделирование кинематических и энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин: Автореф. дисс. канд. техн. Наук / ХГПУ. – Харьков, 1998. – 22 с.

36. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: Уч. пособие. – К: ИСИО, 1995. – 272 с.

37. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / Гидравлические машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3-19.

38. Колычев В. А. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин / В.А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №4/3 (22). – С. 54-64.

39. Гутхен В.Я. Основные принципы создания САПР гидромашин / В. Я. Гутхен, С. Я. Ильин, Ю. С. Кондратьев // Энергомашиностроение. – 1986. – №6. – С. 21-25.

40. Жарковский А. А. Основы САПР лопастных гидромашин: Учеб. пособие. – Л.: ЛПИ, 1989. – 218 с.

41. Nagafuje T. Study of Perfomance Prediction of Francis Turbines. – Proc / of the 13th Symposium of JAHN, Montreal. – 1986. – P. 47-54.

42. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса: учеб. пособие / В. В. Барлит, К. А. Миронов, А. В. Власенко, Л. К. Яковлева. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 216 с.

43. Барлит В. В. Современные гидродинамические методы расчета лопастных систем и САПР гидромашин. Учебное пособие. – К.: УМК МО Украины, 1992. –180 с.

44. Жарковский А. А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: Автореф. дис. доктора техн. наук/ ГОУ СПбГПУ. – СПб, 2003. – 33 с.

45. Казачков Л.Я. Профилирование лопастей гидротурбин на основе решения обратной квазитрехмерной задачи / Казачков Л. Я., Провад Е. Б. // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1988. – Вып. 244. – С. 51-57.

46. Федоров А.В. Автоматизированное проектирование и выбор основных параметров проточных частей гидромашин / А. В. Федоров, Н. С. Струментова, М. С. Витензон // Тр. ЦКТИ. – Л. – 1987. – Вып. 239. – С. 37-42.

47. McNabb J. Y. The application of CAD/CAM technology to hydraulic runners // “Proc. Amer. Power Conf. Vol. 45: 45th Annu. Meet., Chicago, Ill., Apr. 18-20, 1983”. – Chicago, Ill., 1983, – P. 1085-1090.
48. TASCFlow User Documentation. Theory Documentation, 1980, MJT Puss.
49. AEA Technology Engineering Software Limited “CFD-TASCFlow User Documentation. Ver. 2.11” Waterloo, Ontario, Canada, N2L5Z4.
50. Tennekes H., Lumley J.L. A First Course in Turbulence. 1980, MJT Puss.
51. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries Inc. Canada, 1998.
52. R. Schilling et al. Design Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique, Proc. of IAHR Symposium, Sept. 2006, Lausanne.
53. A. Ruprecht et al. Massively Parallel Computation of the Flow in Hydro Turbines. Proc. of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery, Sept., 2002. Lausanne.
54. B. Lakshminarayana. An Assessment of CFD Technique in the Design of Turbomachinery. ASME Journal of Fluids Engg. 113, pp. 315-352, 1991.
55. Ruprecht A. et al. Numerical Simulation of a Complete Francis Turbine including Unsteady Rotor/Stator Interactions. Proc. of XX IAHR Symp. 2002.
56. Gode E, Guanod K. Numerical Flow Simulation in Francis Turbines. Int. Water Power & Dam Construction. May, 1989.
57. L. Bellet al. Analysis of Runner-Draft Tube Coupling on Kaplan and Pump-Turbine Cases. IAHR Symposium 2003.
58. Bellet et al. Analysis of Runners – Draft Tube Numerical Coupling on Kaplan and Pump-Turbine Cases. Waterpower, XIV North Carolina, USA, 2005.
59. D. Jost et al. Comparison between results of components and complete turbine CFD simulation. Hydro Power & Dams Symposium, France, 1998.

60. T.C. Vu, W. Shyy. Viscous Flow Analysis as a Design Tool for Hydraulic Turbine Components. Journal of Fluids Engg. March, 1990, vol. 112/5.
61. D. Poneymirou-Bouchet et.al. Hydrodynamic optimization in rehabilitation project. Proc. of. the 22 IAHR Symp. 2004.
62. B. Papillon et al. Rehabilitation of the Hydraulic Passageways at Chute-Des-Passes. Proc. of the XXI IAHR Symp. 2002. Lausanne.
63. E. Mazzonji et al. Refinements in Francis turbine design. Hydropower & Dams. Issue One, 2004
64. Bernard Masse et al. Improving Efficiency of a 195MW Francis Turbine Using Numerical Simulation Tools. Waterpower XIV, North Carolina, USA 2005.
65. Stuart Coulson et al. Model Development for Grand Coulee Turbine Upgrade. Waterpower XIV, North Carolina, USA 2005.

РОЗДІЛ 2. ЗАСТОСУВАННЯ МОДЕЛЕЙ РІЗНИХ РІВНІВ В ОПИСІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОТУРБІН

2.1. Вступ

Рішення одного з основних завдань гідромашинобудування – створення гідротурбін з високими енергетичними показниками – пов'язане в першу чергу із застосуванням методу математичного моделювання робочого процесу лопатевих гідравлічних машин, що є основою автоматизованих систем проектування - сучасної методики проектування технічних об'єктів. Тому сучасний фахівець, поряд з глибокими знаннями в області теорії робочого процесу, повинен вміти активно використовувати навички в області математичного моделювання гідравлічних машин, включаючи методи побудови математичних моделей, використання цих моделей для прогнозування характеристик гідромашин і вирішення задач оптимізації [1, 2].

Течія в проточній частині гідравлічної машини турбулентна і описується рівняннями усередненого турбулентного руху (рівняння Рейнольдса) і рівнянням нерозривності. Система рівнянь турбулентного руху є незамкнутою. Проблема закриття цих рівнянь ще недостатньо ефективно вирішена і вимагає додаткових припущень в кожному окремому випадку. В даний час інтенсивно розвиваються методи розрахунку просторового потоку в'язкої нестисливої рідини, але широкого застосування в інженерній практиці вони ще не знайшли.

Складності теоретичної постановки задачі, поряд зі складністю самих рівнянь, роблять завдання числових досліджень надзвичайно складним. Чисельне вивчення потоку в ПЧ гідротурбіни на основі рівнянь руху турбулентності дуже складне, тому в даний час для розрахунку потоку використовуються наближені моделі течії.

Загальним підходом є умовний поділ потоку на нев'язкий – в середній частині потоку і в'язкий потік – в прикордонному шарі. Розрахунок кінематичних параметрів в ядрі потоку здійснюється без врахування відносно невеликої товщини граничного шару, беручи потік в проточній частині нев'язким. Цей розрахунок заснований на моделі руху ідеальної нестисливої рідини. Потік всередині граничного шару розраховується на основі моделі руху в'язкої рідини.

Рух рідини в ПЧ гідротурбіни в основному конфузорний, товщина прикордонного шару невелика. Тому використання приблизної моделі в'язкої нестисливої рідини, заснованої на припущенні про нев'язке – в ядрі потоку і в'язкості в межах граничного шару, здається виправданим.

Менш розумним виглядає застосування даної приблизної моделі до опису потоку в дифузорних ділянках ПЧ турбіни (наприклад, у відсмоктуючій трубі). Справа в тому, що підвищення тиску в дифузорі пов'язане з інтенсивним збільшенням товщини прикордонного шару і можливістю розриву прикордонного шару від стінок.

Незважаючи на висловлені пропозиції, приблизна модель течії часто використовується для розрахунку потоку в дифузорних ділянках ПЧ, тобто вона все ще (як і в конфузорічному потоці) заснована на припущенні про невеликий вплив граничного шару на кінематичні характеристики потоку.

2.2. Короткий огляд методів дослідження робочого процесу гідротурбіни

Засновником теорії гідротурбін є видатний вчений Л. Ейлер, який запропонував загальні рівняння руху ідеальної рідини і в 1754-1755 роках вивів знамените базове рівняння гідротурбіни. Л. Ейлер по суті вперше запропонував конструктивну схему гідротурбіни з направляючим і робочим колесом.

Робота Л. Ейлера по силовій взаємодії потоку з твердим тілом, а також відоме рівняння Д. Бернуллі, отримане ним в 1725 році, лягли в основу так званої одновимірної (реактивної) теорії, з якої в 1856 р. почалося проектування і виробництво гідротурбін.

У струменевій теорії використовуються наступні припущення: потік в гідротурбіні (в тому числі і в робочому колесі) несиметричний, тобто параметри потоку не змінюються в круговому напрямку; потік рідини відбувається на заданих вісесиметричних поверхнях току; параметри потоку на різних поверхнях току не залежать один від одного.

За допомогою базового рівняння Л. Ейлера і рівняння Д. Бернуллі можна на основі цих припущень визначити параметри вісесиметричного (осередненого в окружному напрямку) потоку на заданих вісесиметричних поверхнях току і побудувати поверхню лопаті робочого колеса. Основними недоліками струменевої теорії є неможливість знайти фактичний розподіл швидкостей і тисків на поверхні лопаті робочого колеса і забезпечити заздалегідь визначену форму вісесиметричних поверхонь току в ПЧ гідротурбіни. Це призводить до значної різниці в фактичних і розрахованих оптимальних параметрах гідротурбіни, а також не дозволяє розрахунковим способом оцінити енергокавітаційні показники робочого колеса.

Однак, завдяки своїй простоті і фізичній видимості, струменева теорія широко використовується в гідромашинобудуванні. Доповнена різними емпіричними рекомендаціями, отриманими з експериментальних досліджень, струменева теорія зараз використовується для розробки лопатевих систем гідромашин.

Теоретично більш обґрунтованою є двовимірна вісесиметрична модель руху рідини, основа якої пропонується в роботах Лоренца [3] і Бауерсфельда [4].

Як і струменева теорія, двовимірна вісесиметрична модель розрахунку передбачає, що параметри потоку незмінні в круговому

напрямку. Однак, на відміну від струменевої теорії, двовимірна вісесиметрична модель забезпечує гідродинамічний зв'язок між параметрами потоку на різних поверхнях вісесиметричного потоку, тобто дозволяє взаємно впливати на окремі перетини лопаті робочого колеса. На основі двовимірної вісесиметричної моделі Бауерсфельд вперше запропонував математично суворий метод проектування лопаті гідротурбіни в вісесиметричному меридіональному потенційному потоці. Цей метод було удосконалено в 1929 році І. Н. Вознесенським [5], він широко використовувався в інженерній практиці для проектування радіально-осьових гідротурбін. Однак двовимірна вісесиметрична модель, як і струменова теорія, не дозволяє знайти розподіл швидкості і тиску на лопаті робочого колеса і, отже, оцінити його гідравлічні показники.

Використання вісесиметричної розрахункової моделі особливо невиправдане для осьових гідротурбін з невеликою кількістю лопатей робочих коліс. Тому для таких гідротурбін в основному розроблені методи теорії решіткових профілів.

М. Є. Жуковський вперше висловив гіпотезу циліндричних перетенів [6], яка говорить про те, що рух рідини в зоні осьового робочого колеса відбувається на циліндричних поверхнях току. Це дозволяє зменшити розрахунок обтікання осьового робочого колеса до розрахунку ряду прямих плоских профілів сітки. У 1915 р. М. Є. Жуковський довів відому теорему про підйомну силу, що діє за профілем решітки, що є теоретичною основою так званого методу «підйомних сил», який набув широкого поширення в 1920-1930 роках для розрахунку прямої решітки осьових гідротурбін [1].

У гідротурбінобудуванні виявлено декілька теоретичних напрямків при розробці методів розрахунку решіток профілів. Перший напрямок базувався на роботах І.Н. Вознесенського і розвивався його учнями. В його основі ґрунтувалося використання відомого методу гідромеханіки, згідно з

яким вплив твердого тіла на потік рідини може бути замінено системою вихрових джерел. Цей напрямок розроблено і застосовано в роботах кафедри гідротехніки Ленінградського політехнічного інституту і команди конструкторського бюро «Гідротурбомаш» Ленінградського металургійного заводу [7]. Другий напрямок був заснований на використанні методу конформних відображень. У період з 1940 по 1960 рік у нашій країні і за кордоном опублікували велику кількість робіт з теорії решіток профілів. Зверніть увагу лише на найзначніші праці вітчизняних вчених [8-11], які зробили значний внесок у розвиток теорії решіток. Подальше вдосконалення теорії решіток пов'язане з розробкою методів розрахунку решіток, розташованих на вигнутих поверхнях току в шарі змінної товщини [8, 10]. Особливої уваги заслуговує метод і комп'ютерна розрахункова програма прямої задачі потоку такої решітки, розроблена Б. С. Раухманом [12], які широко використовуються в гідромашинобудуванні.

Двовимірна теорія решіток дозволяє розрахунку визначити розподіл швидкостей і тисків на поверхні лопаті робочого колеса і, отже, оцінити його гідравлічні показники. Тому це мало значний вплив на вивчення робочого процесу гідромашин. Однак теорія решіток не дозволяє враховувати взаємний вплив окремих решіток робочого колеса. Це призводить до помітної похибки при визначенні як кінематики потоку в робочому колесі, так і його гідравлічних показників.

Починаючи з 1960 року почали розвиватися квазітривимірні і тривимірні методи розрахунку потоку в ПЧ гідромашини. У роботі [13], був запропонований цікавий підхід до вирішення тривимірної задачі, при якому розрахунок просторового потоку в міжлопатевому каналі робочого колеса зводиться до комплексного рішення двох двовимірних задач. На основі цього підходу розроблена спрощена модель 3D-рішення, так звана

квазітривимірна задача, яка зводиться до комплексного вирішення наступних двовимірних задач:

- розрахунок осередненого у окружному напрямі потоку в гідромашині і визначення вісесиметричних поверхонь S_{1cp} осередненого потоку;
- розрахунок обтікання решіток профілів, розташованих на поверхнях току S_{1cp} осередненого потоку;
- розрахунок вторинного потоку на вісесиметричних поверхнях, нормальних до поверхонь току S_{1cp} осередненого потоку.

При вирішенні квазітривимірної задачі, третє завдання розрахунку вторинного потоку взагалі не розглядалося. Розробка квазітривимірної моделі привела до подальшого розвитку в 1960-1970 роках двовимірних вісесиметричних і решіточних методів, що значно сприяло розробці обчислювальних і чисельних методів. За ці роки у нашій країні та за кордоном опублікували велику кількість робіт із загальної постановки і чисельної реалізації прямих і зворотних завдань розрахунку вісесиметричного вихрового осередненого в круговому напрямку потоку в турбомашинах, а також завдання розрахунку решіток профілів на криволінійних поверхнях току в шарі змінної товщини. Робота вітчизняних вчених зробила великий внесок у постановку і чисельну реалізацію квазітривимірних методів розрахунку в інженерній практиці [11, 14-17].

На початку 1980-х років інтенсивно почали розвиватися тривимірні методи розрахунку потоку ідеальної і в'язкої рідини в турбомашинах, які засновані на безпосередньому інтегруванні рівнянь Л. Ейлера (для ідеальної рідини) і рівнянь Нав'є-Стокса (для в'язкої рідини). Оригінальний інтегральний метод розрахунку 3D потоку в турбомашинах розробив Г.М. Моргунов [18]. В даний час у світі розроблена велика кількість гідродинамічних програмних комплексів, присвячених розрахунку тривимірного потоку ідеальної і в'язкої нестисливої і стискуючої рідини в

турбомашинах. Деякі з цих комерційних комплексів, таких як ANSYS, Task Flow, Star-CD, FLUENT і ряд інших пакетів, набули широкого поширення в вітчизняній гідротехнічній промисловості. Крім того, існують спеціалізовані пакети для розрахунку ПЧ гідротурбін, зокрема пакет CADRUN [19], розроблений в Інституті обчислювальних технологій СО РАН. Чисельна реалізація тривимірних задач у всіх цих пакетах базується на методах кінцевих елементів, зокрема використовується методу кінцевого об'єму.

В даний час найбільшого поширення для розрахунку в'язкої турбулентної рідини отримав комерційний пакет FLUENT. Програмний пакет FLUENT дозволяє вирішувати плоскі, двовимірні, вісесиметричні або тривимірні задачі розрахунку сталого і несталого потоку у всіх елементах ПЧ гідромашини, включаючи нерухомі лопатеві системи та ті які обертаються. Можливі розрахунки ламінарних, перехідних і турбулентних режимів. Існують окремі модулі для вирішення спеціальних завдань (неньютоновська рідина, акустичні коливання, шум та ін.). Пакет FLUENT має власний сітковий генератор, але передбачений імпорт розрахункових сіток і геометрії з інших програмних комплексів. Цей пакет містить велику кількість моделей турбулентності, включаючи широкий вибір $k-\varepsilon$ моделей, модель турбулентності $k-\omega$ або модель руху рідини в рейнольдсових напружених.

В якості теоретичних методів розрахунку потоку і накопичення експериментальних даних про робочий процес гідротурбін розроблені методи розрахунку їх гідравлічних показників (визначення різних видів втрат енергії, ККД, оптимальних заданих параметрів, показників кавітації, гідродинамічних навантажень, що діють на елементи проточної частини і т.ін.). Особливо інтенсивні дослідження робочого процесу гідротурбін проводилися в 1950-х і 1970-х роках і відображалися в численних збірниках

творів різних організацій: ЛМЗ, ХТГЗ, ЦКТІ, ВНПГідромаш, МЕІ, ЛПІ, ХПІ, а також в монографіях [1, 7, 12, 20-24].

Експериментальні дослідження, які проводились в лабораторії водяних гідротурбін ЛМЗ, а також в гідротурбінній лабораторії АТ «Українські енергетичні машини» значно розширили робочий процес різних видів гідротурбін. Також варто відзначити унікальні експериментальні дослідження осьових гідротурбін у виконанні В.С. Квятковського [25], і монографії А.Ю. Колтона та І.Е. Етінберга [7].

При розрахунку гідравлічних втрат використовувався принцип їх умовного поділу на різні види (профільні, вторинні, кінцеві, циркуляційні, ударні, об'ємні, дискові і т.ін.) і за місцем їх походження (в спіральній камері, робочому колесі, відсмоктуючій трубі). Такий поділ втрат виявилось зручним для їх розрахунку і аналізу та сприяло створенню практичних методик розрахунку балансу втрат енергії в гідротурбінах. У 1970-1990 рр. були розроблені теоретично більш обґрунтовані і доведені до чисельної реалізації на ЕОМ методи розрахунку різних видів втрат енергії, а також методики розрахункової оцінки кавітаційних показників гідротурбін. У ці роки в нашій країні було опубліковано кілька монографій [12, 17, 20, 26], присвячених розвитку теорії гідротурбін. На основі розвинених квазітривимірних моделей розрахунку потоку був розроблений і впроваджений в інженерну практику автоматизований програмний комплекс "ГРАНІТ", який дозволяє знайти гідравлічні показники гідротурбін різних типів і визначити їх робочі характеристики [21].

Нові можливості для вдосконалення гідротурбін відкрилися завдяки впровадженню в інженерну практику методів оптимізації, які дозволяють здійснювати розрахунок і теоретичну розробку елементів проточної частини. Зокрема, на основі двовимірних моделей вісесиметричного потоку рідини та теорії решіток профелів А.В. Федорова, В.І. Климовича та Л.Я. Казачковим було поставлено ряд практичних завдань оптимізації потоку та

геометрії лопатевої системи робочого колеса, які були відображені в монографії [17].

Інтенсивна розробка обчислювального обладнання, що має величезну швидкість, тепер дозволяє доставляти і вирішувати різні задачі оптимізації на основі сучасних тривимірних методів розрахунку потоку в'язкої рідини в ПЧ гідротурбіни [19]. При цьому принцип поділу втрат на окремі види не використовується при розрахунку втрат енергії у гідротурбіні. У порівнянні з квазітривимірною моделлю розрахунку, цей підхід теоретично більш розумний, але набагато більш трудомісткий.

Здається, що подальший розвиток теорії гідротурбіни пов'язаний з розробкою спеціалізованих програмних комплексів, які дозволяють на основі тривимірних методів розрахунку в'язкої рідини ефективно і з достатньою точністю визначати і оптимізувати гідравлічні показники гідротурбіни.

2.3. Аналіз математичних моделей, які використовуються при проектуванні робочого процесу гідротурбін

Математична модель робочого процесу це опис взаємозв'язку між енергетичними, кінематичними, режимними і геометричними параметрами.

Один підхід до побудови спрощених математичних моделей базується на заміні лопатевої системи РК на еквівалентну (в інтегральних параметрах) середню решітку профілів. Кінематичні параметри середньої решітки, втрати енергії в робочих органах виражаються в залежності від режимних параметрів ω і Q гідротурбіни. Ця залежність використовується для розрахунку характеристик енергетичного балансу і вирішення ряду інших питань, пов'язаних з проектуванням ПЧ. Такій підхід використовувався у роботах Пилєва І.М., Грянко Л.І., Тапажа Г.І. та ін.

Ще один напрямок в розробці опису та аналізу робочого процесу базується на теорії гідродинамічної решітки, що описує загальні закономірності течії в лопатевих системах. Основа цієї теорії закладена в роботах Войташевського Д.А. Цей напрямок знайшов значне застосування як для аналізу робочого процесу, так і для розробки ПЧ. У роботах В. О. Количева, І.М. Нікітіна, Ю.І. Федулова та ін. обговорювалися питання побудови характеристик енергобалансу, розрахунку параметрів оптимального режиму, прогнозування енергетичних характеристик.

Відмінною рисою такого підходу до моделювання робочого процесу є використання безрозмірних осереднених кінематичних параметрів в залежності від того, які показники опору виражаються в робочих органах гідротурбіни. Використання безрозмірних параметрів робить опис універсальним і забезпечує значну зручність для систематизації і узагальнення дослідних даних. У роботах Количева В. О. описані нові можливості для розвитку відповідного напрямку, пов'язаного з реалізацією блочно-ієрархічного підходу при описі робочого процесу і використанні методів оптимізації [2, 27, 28].

Перевагою розглянутих моделей робочого процесу є те, що їх застосування не вимагає повного знання геометрії системи лопатей. Тому їх можна використовувати для оцінки енергетичних якостей гідротурбін на ранніх стадіях проектування. Недоліками є те, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Насправді, як показують експериментальні дані, розподіл кінематичних параметрів істотно залежить як від режиму, так і від геометричних параметрів.

Інший підхід до побудови математичного опису – використання поточних моделей в лопатевих системах, які відображають, в тій чи іншій мірі, зміни структури потоку в залежності від параметрів режиму.

Основою для побудови таких моделей робочого процесу, реалізованих при проведенні багатоваріантних повірочних розрахунків

кінематичних і енергетичних параметрів, є рівняння квазітривимірної моделі течії. Спрощення рівняння досягається шляхом аналізу фізичної картини та виявлення факторів, вплив яких не є значним на розв'язання задачі. У роботі Голдіна А.В., щодо розрахунку енергетичного балансу та прогнозування енергетичних показників, кінематичний опис потоку був отриманий шляхом спрощення вісесиметричних рівнянь руху. При цьому геометричні характеристики меридіональних ліній току повинні були бути незмінними.

Використання спрощених моделей течії дозволяє прогнозувати енергетичні характеристики гідравлічних машин на ранній стадії проектування, коли системи лопатей ще не профілюють. Вибір основних геометричних параметрів може базуватися на методах оптимізації в рамках спрощеної використовуваної моделі.

У теперішній час підбір основних геометричних параметрів багато в чому керується статистикою впливу окремих геометричних параметрів (b , l/t та ін.) на працездатність гідроматини. Це не в повній мірі враховує взаємозв'язок між оригінальними геометричними параметрами і параметрами розрахунку оптимального режиму. Ефективне рішення проектних питань можна отримати на основі математичної моделі, що описує залежність кінематичних і енергетичних параметрів з режимом і геометричними параметрами проточної частини [29-32].

Зазвичай при визначенні параметрів оптимального режиму спираються на кінематичні особливості оптимального режиму максимального ККД, тобто припускаючи безударний вхід та осьовий вихід з РК.

У роботах [29, 31] визначаються параметри оптимального режиму з умови максимуму ККД. Отримано аналітичне рішення в роботі [2], з прогнозування параметрів оптимального режиму. В роботі [28] отримано аналітичний розв'язок задачі прогнозування параметрів оптимального

режиму, однак при цьому не враховується ряд факторів, а саме змінність коефіцієнта втрат в підводі в залежності від відкриття НА, коефіцієнт "пом'якшення удару" у формулі ударних втрат приймався рівним одиниці, в кінематичних співвідношеннях замість гідродинамічних параметрів решітки (активний радіус, параметр бесціркуляційного обтікання) використовувалися відповідні геометричні параметри. Очевидно, застосування цих припущень не дозволяє врахувати в повній мірі особливості робочого процесу. Отримання більш загального рішення пов'язане з відмовою від згаданих припущень.

2.4. Застосування моделей різного рівня в описі робочого процесу гідротурбін

Тривимірні методи розрахунку досить трудомісткі і громіздкі при проведенні масових різноманітних перевірочних розрахунків. Очевидно, їх доцільно використовувати на заключних етапах гідродинамічної розробки ПЧ, коли діапазон можливої зміни геометричних параметрів значно звужений в результаті проведення перевірочних розрахунків на спрощених моделях. Тривимірні і квазітривимірні моделі не можуть бути безпосередньо використані в якості оптимізаційних моделей. Практика застосування оптимізаційних методів при розрахунку течії і показників ГТ показала необхідність попереднього спрощення цих моделей. Сучасний досвід застосування САПР при розробці ПЧ ГТ свідчить про необхідність наявності в ньому моделей різного рівня, що характеризуються різним ступенем абстрагування від реальної картини течії і різним підходом при вирішенні поставлених завдань. Такий підхід дозволяє ефективно використовувати ту, або іншу модель відповідного рівня залежно від стадії проектування ПЧ. Виконаний аналіз говорить про необхідність розробки спрощених ММ робочого процесу різного рівня, які адекватно

відображають кінематичні властивості потоку, досить прості, надійні і можуть служити основою для побудови математичних моделей робочого процесу. Один з підходів до побудови спрощених математичних моделей заснований на заміні лопатевої системи РК еквівалентної (за інтегральними параметрами) осередненої решітки профілів. Кінематичні параметри осередненої решітки, втрати енергії в робочих органах виражаються в залежності від режимних параметрів n'_l і Q'_l ГТ. Ця залежність використовується для розрахунку енергобалансових характеристик і рішення ряду інших питань, пов'язаних з проектуванням ПЧ. Такий підхід використаний в роботах Пильова І.М., Топажа Г.І. і ін. Інший напрямок в розробці опису та аналізу робочого процесу базується на теорії гідродинамічних решіток, яка описує загальні закономірності течії в лопатевих системах. Основи цієї теорії закладені в роботах Войташевського Д.А. [33]. Цей напрямок знайшов значне застосування, як для аналізу робочого процесу, так і розробки ПЧ. Відмінною особливістю такого підходу до моделювання робочого процесу є використання безрозмірних усереднених кінематичних параметрів в залежності від яких виражаються коефіцієнти опорів в робочих органах ГТ. Застосування безрозмірних параметрів робить опис універсальним і дає значні зручності для систематизації та узагальнення досвідчених даних. У роботах [2, 27, 28] показані нові можливості розвитку даного напрямку, пов'язані з реалізацією ідей блочно-ієрархічного підходу при описі робочого процесу і застосуванням оптимізаційних методів. Так при блочно-ієрархічному підході в процесі проектування здійснюється перехід від моделей одного рівня до моделей іншого рівня, що передбачає наявність комплексу моделей різної деталізації. ММ можна розглядати як деякий оператор, що ставить у відповідність системі внутрішніх параметрів (геометричних) сукупність функціонально пов'язаних між собою параметрів (енергетичні, режимні). З ростом ступеня деталізації зростає і кількість величин, що входять в модель,

суттєво ускладнюється її структура. Тому, для побудови математичної моделі робочого процесу ГТ доцільно використовувати блочно-ієрархічний підхід. Кожному ієрархічному рівню відповідає модель, що відрізняється ступенем деталізації і своїм підходом при вирішенні задачі. На вищому рівні моделювання ММ гідротурбіни описує залежність між основними параметрами H – напір, N'_I – потужність, Q'_I – витрата, n'_I – частота обертання, без детального розгляду внутрішніх процесів. Характерним для цього рівня є використання усереднених параметрів потоку і узагальнених дослідних даних в якості набору змінних. Застосування законів збереження в інтегральній формі (рівняння балансу енергій, витрати, моменту кількості руху) забезпечує взаємозв'язок між блоками моделі. Далі, як правило, проводиться більш детальний аналіз на мікрорівні, який здійснюється на базі моделей нижчого рівня, заснованих на описі робочого процесу за допомогою законів в диференціальній формі, що описують рух рідини в ПЧ. Система модульного опису робочого процесу дозволяє створити універсальну модель, що дозволяє використовувати різні дані (експериментальні, статистичні та ін.) і коригувати окремі блоки без зміни всієї моделі. Достоїнством розглянутих моделей робочого процесу є те, що їх застосування не вимагає знання повної інформації про геометрію лопатевої системи. Тому вони можуть бути використані для оцінки енергетичних якостей ГТ на початкових етапах проектування. Недоліки ж полягають в тому, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Насправді, як показують досвідчені дані, розподіл кінематичних параметрів істотно залежить, як від режимних, так і від геометричних параметрів. Інший підхід до побудови математичного опису полягає в використанні моделей течії в лопатевих системах, що відображають в тій, або іншій мірі зміну структури потоку в залежності від режимних параметрів. Використання спрощених моделей течії дозволяє прогнозувати енергетичні характеристики ГТ на ранній стадії проектування, коли лопатеві системи ще

не спрофільовані. Вибір основних геометричних параметрів може бути проведений на основі оптимізаційних методів в рамках використовуваної спрощеної моделі. В даний час при виборі основних геометричних параметрів значною мірою керуються статистичними даними про вплив окремих геометричних параметрів на показники ГТ. При цьому не в повній мірі враховується взаємозв'язок вихідних геометричних параметрів з розрахунковими параметрами оптимального режиму. Ефективне вирішення питань проектування може бути отримано на основі ММ, яка описує залежність кінематичних і енергетичних параметрів з режимними і геометричними параметрами ПЧ. Аналіз робіт [34-37], присвячених питанню розрахунку параметрів оптимального режиму ГТ показав, що він вивчений ще не достатньо повно.

2.5. Вибір математичної моделі

Модель являє собою записану на певній мові (математичному, алгоритмічній) сукупність наших знань, уявлень і гіпотез про відповідний об'єкт або явище. Оскільки ці знання ніколи не є абсолютними, а гіпотези можуть вимушено або навмисно не враховувати деякі ефекти, модель лише наближено описує поведінку реальної системи. Найважливіша особливість моделі полягає в можливості необмеженого накопичення спеціалізованих знань без втрати цілісності погляду на об'єкт дослідження. Рішення прикладної проблеми неминуче вимагає математичного моделювання. Адекватність моделі об'єкту обмежена і залежить від мети моделювання. Будь-яка модель не враховує деякі властивості оригіналу і тому є його абстракцією. Чим вище рівень узагальнення, тим грубіше модель і ширше область інтерпретації результатів моделювання. Точна модель, як правило, громіздка, складна і витратна в експлуатації, має вузьку сферу застосування і відповідно меншу практичну цінність. З іншого боку, виключення з

розгляду другорядних факторів часто змушує ставити питання про межі застосування отриманих результатів. Принцип балансу точності вимагає співмірності похибок, що викликаються різними причинами: неповнотою моделі, неточним завданням її параметрів, теоретичної похибкою обраного чисельного методу, рахунком в обмеженою розрядної сітці. У порівнянні з натурним експериментом математичне моделювання має такі переваги:

- економічність;
- можливість аналізу режимів, небезпечних або важко відтворюваних в натурі (наприклад, критичний режим роботи реактора);
- можливість зміни масштабу часу;
- легкість багатфакторного аналізу;
- можливість оптимізації на основі розкриття глибинних зв'язків.

Математичне моделювання на певних етапах може поєднуватися з натурним (фізичним). Інструментом перерахунку результатів фізичного та математичного моделювання і назад служить теорія подібності. Для лопатевих гідромашин характерна наявність обертових роторних елементів проточної частини щодо статорних. В даний час використовується кілька підходів до розрахунку таких течій. Ці підходи розрізняються використовуваними допущеннями, їх ресурсоемністю та адекватністю отриманих результатів:

1. Течію можна обчислити в окремому елементі поточної частини. При аналізі течії в елементі статора використовується стаціонарна система координат, в роторному - обертаюча система координат, пов'язаних з її поверхнею. Користувач задає параметри потоку на вході елементу, про який йде мова, на основі розрахунків елемента, який знаходиться вище по течії. Такий підхід корисний для швидкого аналізу потоку в окремих робочих органах. Розрахунок найбільш економічний. Результати, однак, залежать від граничних умов, які користувач у багатьох випадках може не знати напевно.

Крім того, такий підхід не дозволяє враховувати взаємодію між сусідніми елементами ПЧ.

2. Течію в одному елементі ПЧ також можна розрахувати зі змінними граничними умовами на вході, що є спробою імітувати лопаті, які розташовані вище елемента проточної частини який розглядається. Ці трасування імітуються епюрами швидкостей, що обертаються відносно відповідної системи координат. Такий підхід вимагає більших розрахункових зусиль, ніж попередній. При цьому недоліки, притаманні попередньому підходу, згладжуються, але все одно залишаються в силі.

3. У гідравлічних машинах, взаємний вплив обертових і стаціонарних лопатевих систем, як правило, має важливе значення, і для правильного моделювання потоку, розрахована площа повинна охоплювати всю ПЧ, включаючи стаціонарні елементи і обертові міжлопатеві канали. Такий підхід є найбільш точним, але вимагає значного збільшення комп'ютерних ресурсів. Течія розраховується разом: в нерухомих елементах ПЧ - в стаціонарній системі координат, в обертаючим робочим колесі - в системі координат, що обертається разом з колесом. Давайте розглянемо кілька моделей для розрахунку потоку в елементах ПЧ гідравлічних машин [38].

2.6. Модель з використанням періодичних умов

Для економії обчислювальних ресурсів при вирішенні деяких завдань в розрахункову область можна включити лише по одному міжлопатевому каналу робочих органів гідромашини, вважаючи, що в інших каналах течія періодично повторюється. Це дає можливість використовувати для розрахунку течії в окремих каналах досить густу розрахункову сітку. Використання даної умови повинно бути обґрунтовано наближеністю до реальної картини течії. Так, наприклад, на рис. 2.1. представлені елементи ПЧ осьової гідротурбіни, які складаються з направляючого апарату і

робочого колеса. Якщо направляючий апарат та робоче колесо гідротурбіни знаходяться на достатньому видаленні один від одного то їх вплив не позначається на картині течії і тому його можна не враховувати, у цьому випадку для розрахунку режимів роботи близьких до номінального може використовуватися модель з умовою періодичності.

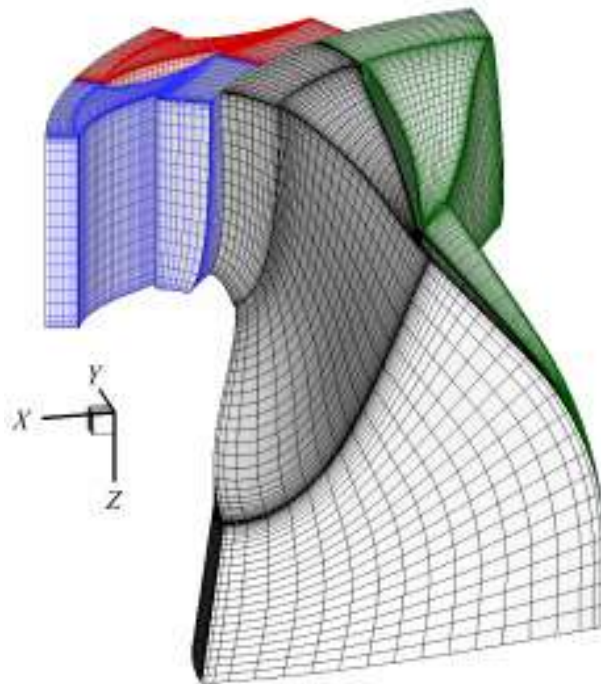


Рисунок 2.1 – Модель ПЧ осьової гідротурбіни для розрахунку з умовою періодичності

Поверхні періодичності для кожного елемента ПЧ повинні бути абсолютно ідентичними і відстояти один від одного на крок, який відповідає кількості лопатей для даного елемента. Слід зазначити що в лопатевих гідромашинах, використовується не кратну кількість лопатей в рухомих і нерухомих органах (в іншому випадку неминуче виникнення сильної вібрації на агрегаті), тому завдання умов періодичності призводить до необхідності використовувати при сполученні областей РК і НА тип поверхні інтерфейсу «Stage» – осереднення по колу. Тобто на поверхні

інтерфейсу виконується осереднення параметрів розрахунку в окружному напрямку. Іншими словами, потрібно було, щоб сліди від лопатей елемента ПЧ, розташованого вище за течією, повністю згладжуються, і на вході в наступний елемент ПЧ течія є вісесиметричною.

2.7. Модель без використання періодичних умов

Якщо елементи ПЧ не мають геометричної симетрії і є ймовірність того, що в області ротора немає осьової симетрії потоку, необхідно моделювати повний об'єм ПЧ. На рисі. 2.2 розміщено приклад моделі розрахунку течії в ПЧ радіально-осьової гідротурбіни. Розрахувати цю модель можна двома способами:

1. При завданні умови «Frozen Rotor» - «заморожений ротор» на поверхні інтерфейсу роторні елементи ПЧ в процесі розрахунку покладаються зафіксованими в певному кутовому положенні відносно статорних елементів. Осереднення на поверхні інтерфейсу не виконується, що дозволяє моделювати вплив сліду від лопаті одного елемента на течію в межлопатевому каналі наступного елемента.

2. «Transient Rotor Stator» - повністю нестационарний аналіз. У цьому підході розрахунок виконується без всяких спрощуючих припущень. Взаємне кутове положення решіток лопатей оновлюється після кожної глобальної ітерації. Цей підхід дозволяє найбільш повно моделювати все нестационарні ефекти, що відбуваються на стику областей ротора і статора. Разом з тим, цей підхід є найбільш ресурсномісткий, він вимагає завдання дуже малого кроку інтегрування за часом, процес розрахунку повільно сходиться. На практиці повністю нестационарному аналізу, як правило, вважають за краще використовувати метод «Frozen Rotor», оскільки інтегральні параметри (напір, ККД), обчислені в результаті розрахунків за цими методами, зазвичай розрізняються несуттєво.

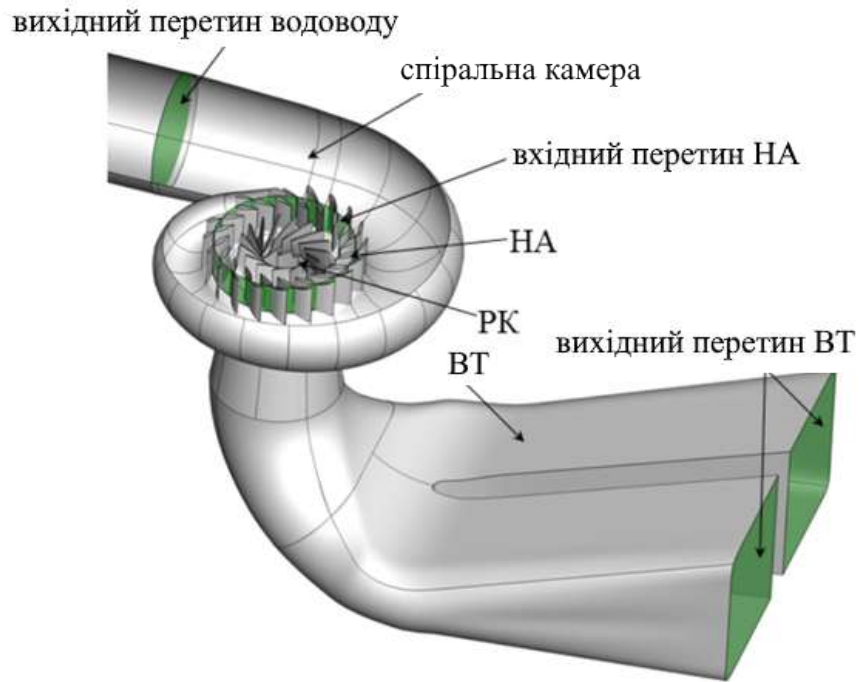


Рисунок 2.2 – Модель ПЧ для розрахунку без умов періодичності

У деяких випадках, коли відсутність осової симетрії статорних елементів не повинно позначатися на течії в області ротора допускається комбінування області ротора з умовою періодичності та області статора без умови періодичності. При цьому на поверхні інтерфейсу задається умова осереднення.

2.8. Математичні моделі

Течії в ПЧ гідромашин описуються тривимірними рівняннями Ейлера (нев'язка модель) або усередненими по Рейнольдсу або за об'ємом сіткових осередків рівняннями Нав'є-Стокса (в'язка турбулентна модель). Обидві ці моделі можуть бути записані у вигляді єдиної системи рівнянь. Для розрахунку течій рідини в нерухомих елементах ПЧ гідромашин використовується абсолютна система координат.

Потік рідини і газу відіграє ключову роль в робочому процесі багатьох сучасних інженерних пристроїв. Проектування цих приладів за

необхідними робочими параметрами неможливе без надійного прогнозування характеристик цих течій. Так як багато сучасних інженерних приладів коштують дорого і трудомісткі для виготовлення, фізичне моделювання з експериментальним визначенням параметрів їх роботи в різних режимах, як правило, вимагає великих часових і фінансових витрат. Крім того, через обмежені можливості сучасних експериментальних датчиків і вимірювальних приладів експериментальні спостереження не дають повної картини явища яке досліджується. Внаслідок самої природи цих середовищ течії рідин і газів нерідко відбуваються досить складним чином, з утворенням нестационарних ефектів, застійних зон і вихрових структур, а при надзвукових швидкостях руху - з утворенням стрибків ущільнення і ударних хвиль. Ситуація ще більш ускладнюється при наявності теплопереносу, при розгляді течій суміші декількох речовин, течій з вільними поверхнями, зваженими в потоці частинками, течій з кавітацією, кипінням, конденсацією, горінням, хімічними реакціями.

Ці фактори обумовлюють зростаючий інтерес до засобів математичного моделювання течій рідин і газів, що дозволяють прогнозувати характеристики течій і параметри роботи пристроїв на стадії їх проектування, до виготовлення в металі. Розділ науки, що вирішує проблему моделювання течій з тепломаспереносом в різних технічних і природних об'єктах, називається обчислювальною гідродинамікою, в англomовній літературі – CFD (Computational Fluid Dynamics).

У зв'язку з зростанням обчислювальної потужності комп'ютерів, які ставали доступними за ціною більшому числу користувачів, з 70-х років XX століття почався бурхливий розвиток комерційних програм обчислювальної гідродинаміки. До початку 90-х років XX століття ці програми встановлювалися лише на потужні комп'ютери класу "робочі станції". У 90-х роках XX століття дешеві персональні комп'ютери наздогнали по

потужності робочі станції, і з'явилися програмні продукти в області обчислювальної гідродинаміки, призначені для персональних комп'ютерів.

В даний час існують десятки комп'ютерних програм, призначених для вирішення завдань обчислювальної гідродинаміки. Багато з них перераховані, наприклад, на сайті www.cfd-online.com. Серед найбільш популярних в світі пакетів варто особливо відзначити, зокрема, CFX (Канада - Англія - Німеччина, www-waterloo.ansys.com/cfx/), STAR-CD (Англія, www.cd-adapco.com, www.adapco-online.com), Fluent (США, www.fluent.com), Numeca (Бельгія, www.numeca.be) і ін. Відзначимо також пакети програм FlowER (Україна, www.flower3d.org) і FlowVision (Росія, www.tesis.com.ru, www.flowvision.ru; приклади розрахунку див. також в [39]).

Обчислювальна гідродинаміка спочатку розвивалася для вирішення завдань аерокосмічної промисловості - розрахунок камер згоряння ракетних двигунів, розрахунок фізико-хімічних процесів при обтіканні головних частин боєголовок і обтікання надзвукових літаків. В даний час область застосування обчислювальної гідродинаміки значно розширена цивільними програмами.

Згідно з відомостями, наведеними на згаданих сайтах, перерахуємо деякі найважливіші галузі застосування і завдання, які вирішуються методами обчислювальної гідродинаміки з використанням комерційних програм. Транспорт (наземний, морський, повітряний): розрахунок опору набігаючого повітряного або водного потоку, вентиляція і пожежна безпека салонів транспортних засобів, моделювання горіння палива в камерах згоряння; гідромашинобудування: прогнозування характеристик і режимів роботи насосів, компресорів і турбін при різній геометричній конфігурації робочих органів, прогнозування впливу кавітації на зрив параметрів; ливарне виробництво: моделювання процесу лиття металу в форму; будівництво: розрахунок вітрових навантажень на будівлі та споруди,

вентиляція і пожежна безпека будівель; енергетика: розрахунок пальників для спалювання палива в котлах ТЕЦ; екологія і надзвичайні ситуації: моделювання поширення забруднень в водоповітряних басейнах; моделювання розповсюдження пожеж в лісах і містах.

Методи обчислювальної гідродинаміки припускають розрахунок течій рідин і газів шляхом чисельного рішення рівнянь Нав'є–Стокса і рівняння нерозривності, що описують найбільш загальний випадок руху цих середовищ (для турбулентних течій – рівнянь Рейнольдса). Відповідна послідовність дій, від створення геометричної моделі і завдання граничних умов до аналізу результатів розрахунку, описана в роботі [40]. У даній роботі розглядаються додаткові модельні рівняння, які вводяться в систему рівнянь руху рідини або газу при необхідності моделювання течій багатокомпонентних і багатofазних середовищ, течій які стискаються, течій з теплопереносом, кавітацією і ін. у тому вигляді, як вони реалізовані в провідних програмних продуктах.

Взагалі кажучи, тенденцією розвитку провідних програмних продуктів є реалізація в кожному з них набору математичних моделей, що дозволяють якомога повніше моделювати все зустрічаються на практиці фізичні ефекти. Користувач підключає потрібні моделі на стадії постановки завдання кілька разів клацнувши мишкою, задаючи потім відповідні граничні умови та інші необхідні дані.

Чисельне моделювання в динаміці турбомашин є комплексним завданням, що об'єднує в собі ряд проблем з різних областей знань [41, 42]. До таких проблем відносяться розробка моделей і методів розв'язання рівнянь руху робочої рідини, вироблення адекватної постановки задачі, створення інструменту геометричній підтримки, що забезпечує моделювання поверхонь проточного тракту, побудова кінцево-різницевих сіток і обмін даними між блоками.

Течії рідини в гідротурбінах і насосах, а також повітря при малих числах Маха ($M < 0,1$), що мають місце в вентиляторах, з достатньою точністю описуються рівняннями динаміки нестисливої рідини. Характерні числа Рейнольдса течій варіюються в таких пристроях в діапазоні $Re=10^5 \div 10^7$. Тому в основу чисельного моделювання повинні бути взяті рівняння або Ейлера нев'язкої рідини, або Рейнольдса, що описують турбулентні течії. У кожному елементі проточного тракту турбомашини в потоці домінують фізичні процеси, характерні саме для цього елемента. Необхідне відповідне вибирати відповідні моделі для опису течій в них. З одного боку, модель повинна відображати основні особливості течії, а з іншого – бути економічною. Так, в робочому колесі гідротурбіни головну роль відіграє процес передачі обертального моменту рідини робочому колесу [41]. Даний процес досить точно описується стаціонарною моделлю нев'язкої рідини.

На втрати енергії в відсмоктуючій трубі значний вплив мають в'язкі властивості рідини. Домінуючу роль відіграє в'язкість і в механізмі формування прецесіруючого вихрового джгута за робочим колесом, який надає значний вплив на роботу всієї турбіни. Для адекватного опису течії в відсмоктуючій трубі необхідна ефективна модель турбулентності [43-46].

Складність геометрії турбомашини і наявність рухомих елементів неминуче призводять до необхідності розбиття проточного тракту на окремі сегменти. Головним чином це викликано наявністю в турбомашині нерухомих ПЧ (спіральна камера, каскад статорних колон з лопатками направляючого апарату, відсмоктуюча труба) і обертових разом з робочим колесом міжлопатевих каналів. Крім того, сегментація часто викликана вимогою побудови якісних сіток (близьких до ортогональним, що згущаються до стінок і особливостям течії).

Нарешті, сегментація необхідна для подолання обмежень на топологію розрахункової області, що накладаються чисельним методом

вирішення рівнянь руху [47]. Приклад сегментації проточного тракту гідротурбіни показаний на рис. 2.3.

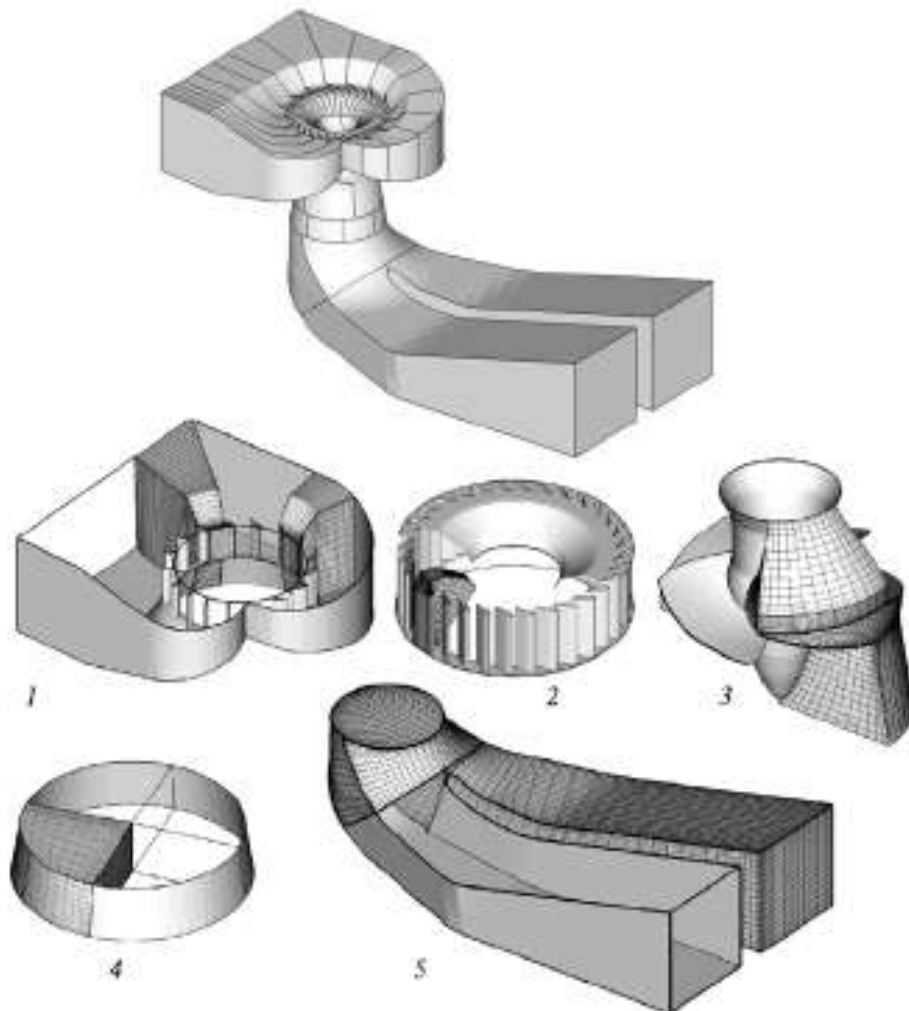


Рисунок 2.3 – Розбиття елементів ПЧ поворотнолопатевої гідротурбіни (верхня частина рисунка) на розрахункові сегменти: 1 – спіральна камера; 2 – направляючий апарат; 3 – робоче колесо; 4 – вхідний дифузор відсмоктуючої труби; 5 – відсмоктуюча труба

Моделювання потоку в турбомашині можна здійснювати в різних наближеннях. Один з найбільш поширених і ефективних підходів – стаціонарна циклічна постановка, в якій приймається допущення, що течії в

усіх міжлопатевих каналах направляючого апарату і міжлопатевих каналах робочого колеса однакові [47].

У цьому випадку розрахунок проводиться тільки в одному з каналів апарату і колеса, а на бічних межах каналів ставляться умови періодичності потоку. Для передачі параметрів потоку з обертових сегментів в нерухомі і навпаки їх значення усереднюються в окружному напрямку. Такий підхід суттєво економить обчислювальні ресурси, проте не дає можливості враховувати окружну нерівномірність потоку і пов'язані з нею нестационарні ефекти.

Течії в турбомашинах на неоптимальних режимах роботи мають яскраво виражений нестационарний характер. Періодичні пульсації тиску в лопатевої системі і відсмоктуючий трубці призводять до великих гідродинамічних втрат, вібрації і шуму. Для вирішення актуального завдання кількісного моделювання цих явищ необхідно використовувати більш складну нестационарну модель течії в усіх міжлопатевих каналах направляючого апарату і міжлопатевих каналах робочого колеса [48].

Найважливішою проблемою при чисельному моделюванні течій в турбомашинах є розробка ефективних різницевих алгоритмів для чисельного інтегрування основних рівнянь. Вона стимулюється, з одного боку, зростаючими вимогами до точності чисельних розрахунків, а з іншого – необхідністю проведення розрахунків в більш повних нестационарних турбулентних постановках за прийнятний час. Використання нерівномірних сіток з малими просторовими кроками ставить проблему розробки неявних різницевих схем з великим запасом стійкості і ефективної вирішуваною, порівнянної з явними алгоритмами. Необхідність проведення серійних розрахунків диктує високі вимоги до швидкодії алгоритмів і економічному витрачання пам'яті ЕОМ. Важливий аспект – універсальність чисельного методу, тобто відсутність необхідності підбору безлічі параметрів які необхідно налаштовувати. Ці вимоги визначають

актуальність розробки нових абсолютно стійких, економічних різницевих схем підвищеного порядку апроксимації для моделювання задач механіки суцільного середовища [47].

Гідродинамічне проектування форм компонентів турбомашин, тобто вибір їх геометричних параметрів, при яких виконуються представлені до турбомашин вимоги, як правило, проводиться методом "ручного" втручання щодо відомої геометрії прототипу і оцінки впливу цього втручання на гідродинамічні характеристики. Такий підхід ускладнює вдосконалення форм в напрямку підвищення якості турбомашини, так як для цього потрібно перебір великої кількості комбінацій геометричних параметрів та аналіз відповідних гідродинамічних полів. Тому надзвичайно актуальне завдання формалізації і автоматизації даного процесу шляхом постановки і вирішення відповідної оптимізаційної задачі.

Сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки і чисельних алгоритмів дозволяє створити систему автоматичного проектування і оптимізації ПЧ робочого колеса гідротурбіни, що ґрунтується на послідовності тривимірних розрахунків течій в межлопатевому каналі і виборі такої його форми, яка забезпечує мінімум заданих цільових функціоналів [49, 50]. Використання для цих цілей рівнянь Ейлера невязкої нестисливої рідини виправдано швидкістю їх чисельного рішення і малим впливом в'язких ефектів на потік в робочому колесі. Так як явний розрахунок втрат енергії в цьому наближенні неможливий, актуальною залишається завдання формулювання адекватних цільових функціоналів, мінімізація яких буде побічно зменшувати різні види втрат енергії через поліпшення кінематичних властивостей потоку. Такий підхід дозволяє відмовитися від використання турбулентних моделей течії, що вимагають великих витрати часу для розрахунку.

При проектуванні і оптимізації проточного тракту турбомашин враховуються, як правило, кілька вимог. Крім ефективності роботи на

даному режимі, необхідно враховувати й інші критерії якості, такі як кавітаційні характеристики робочого колеса, його взаємодія з відсмоктуючою трубою, а також ефективність роботи турбіни в інших режимах. У зв'язку з цим важливою проблемою є розробка методів і підходів багатоцільової оптимізації [51, 52].

2.9. Короткий опис моделей

Моделювання нестискуваних течій рідини і газу

Ламінарна течія. Розрахунок течії рідини або газу в сучасних програмних продуктах виконується шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища. Такими є рівняння Нав'є-Стокса (2.1) і нерозривності (2.2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0. \quad (2.2)$$

В цих рівняннях використано скорочений запис $i, j = 1, \dots, 3$, передбачається підсумовування за однаковими індексами, x_1, x_2, x_3 – осі координат, t – час. Повна запис цих рівнянь в криволінійній системі координат приведена, напр., у [53]. Член f_i висловлює дію масових сил.

У цій системі незалежними параметрами є 3 компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 і тиск p . Щільність ρ рідини, а також газу при швидкостях приблизно до 0,3 числа Маха можна вважати величиною постійною.

В якості граничних умов, як правило, задається умова прилипання на всіх твердих стінках (швидкість дорівнює нулю), розподіл всіх складових швидкості у вхідному перетині і рівність нулю перших похідних (у

напрямку течії) складових швидкості у вихідному перетині. Тиск входить в рівняння (2.1) лише у вигляді перших похідних, і користувачеві потрібно вказати тиск лише в якійсь одній точці розрахункової області.

Турбулентна течія. Течії в техніці, як правило, є турбулентними. Безпосереднє моделювання турбулентних течій шляхом чисельного рішення рівнянь Нав'є - Стокса, записаних для миттєвих швидкостей, все ще є вкрай скрутним, а, крім того, інтерес представляють, як правило, не миттєві, а усереднені за часом значення швидкостей. Таким чином, для аналізу турбулентних течій замість рівнянь (2.1) використовують рівняння Рейнольдса (2.3):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u} \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \bar{u} \bar{u}') = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) \right] + f, \quad (2.3)$$

де $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осереднені за часом значення швидкостей; $\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсаційні складові швидкостей.

Для замикання цих рівнянь використовують різні моделі турбулентності, огляд яких наведено, напр., у [40]. Крім того, багато з розглянутих нижче фізичних ефектів істотно впливають на турбулентність, і для її моделювання потрібно враховувати рекомендації, наведені у відповідній літературі.

Моделювання багатофазних течій

У природі і техніці зустрічаються багатофазні течії дуже різної природи. Їх огляд наведено, напр., у [54]. Будемо умовно розрізняти такі типи багатофазних течій. Перший випадок - розглянутий обсяг повністю заповнений речовиною однієї фази (напр. рідина), а речовина іншої фази зустрічається в цьому обсязі у вигляді дискретних частинок (твердої фази) або бульбашок (газоподібної фази), причому об'ємна частка речовини іншої фази невелика (до 10 % загального обсягу). Другий випадок - розглянутий

обсяг частково заповнений рідиною, а частково - газом, які не змішуються між собою і відокремлені один від одного вільною поверхнею. Третій випадок – найскладніший – речовини різних фаз можуть змішуватися між собою (розчинятися / виділятися з розчину), причому об'ємна частка речовини іншої фази велика (понад 10% загального обсягу).

Модель дисперсних частинок. Цей підхід використовується для моделювання двофазних течій, в яких речовина однією з фаз представлено у вигляді дисперсних частинок, причому об'ємна частка, яку займає цими частками, невелика (до 10 % загального обсягу). Прикладами таких течій є розбризкані в потоці повітря краплі води, повітряні бульбашки в потоці рідини, а також тверді частки в потоці повітря або води. Речовина, який утворює основну фазу, покладається суцільний середовищем, і його протягом моделюється рівняннями Нав'є-Стокса (2.1) (або Рейнольдса (2.3)) і нерозривності (2.2). Речовина, присутня в потоці у вигляді дискретних частинок, не утворює суцільну середу, окремі частинки взаємодіють з потоком основної фази і один з одним дискретно. Для моделювання руху частинок розсіяною фази використовується підхід Лагранжа, тобто відстежується рух окремо взятих частинок розсіяною фази під дією сил з боку потоку основної фази.

Для простоти вважають, що частки розсіяною фази мають кулясту форму. Сили, що діють на цю частинку, обумовлені різницею швидкості частинки і швидкості потоку основної фази, а також витісненням цієї часткою середовища основної фази. Рівняння руху такої частки було виведено в роботі [55] і має вигляд:

$$m_p \frac{dv_p}{dt} = 3\pi\mu d C_{cor} (v_f - v_p) + \frac{\pi d^3 \rho_f}{6} \frac{dv_f}{dt} + \frac{\pi d^3 \rho_f}{12} \left(\frac{dv_f}{dt} - \frac{dv_p}{dt} \right) + \\ + F_e - \frac{\pi d^3}{6} (\rho_p - \rho_f) \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) - \frac{\pi d^3 \rho_p}{3} (\vec{\omega} \times v_p). \quad (2.4)$$

де m_p – маса частинки, d – діаметр частинки, v – швидкість, μ – динамічна в'язкість речовини основної фази, C_{cor} – його коефіцієнт в'язкого опору; $\vec{\omega}$ – кутова швидкість обертання, $\vec{r}$ – радіус вектор (при розгляді руху у відносній системі відліку). Індекс p (particle) відноситься до частинки, індекс f (fluid) – до речовини основної фази.

Ліва частина рівняння (2.4) є сумою всіх сил, що діють на частку, виражену через масу і прискорення цієї частки. Перший член в правій частині висловлює гальмування частки в результаті в'язкого тертя об потік основної фази відповідно до закону Стокса. Другий член – сила, прикладена до частинки, внаслідок перепаду тиску в основній фазі, навколишнього частку, викликаного прискоренням потоку основної фази. Третій член – сила, необхідна для прискорення ваги основної фази в об'ємі, витіснення часткою. Ці два члени потрібно враховувати, коли щільність основної фази перевершує щільність частинок, наприклад, при розгляді бульбашок повітря в потоці рідини. Четвертий член (F_e) – зовнішня сила, безпосередньо діє на частинку, наприклад, сила тяжіння або сила електричного поля. Останні два члена – відцентрова сила і сила Коріоліса, які мають місце лише при розгляді руху у відносній системі відліку. Крім того, іноді в правій частині (2.4) буває необхідно врахувати деякі додаткові сили (напр. при наявності в потоці значного перепаду температур).

Рівняння (2.4) є диференціальне рівняння першого порядку, в якому єдиною невідомою величиною є швидкість частинки v_p , а аргументом – час t . Швидкість речовини основної фази v_f у всіх точках простору покладається відомою. В якості вихідних даних, крім розміру і властивостей частки, задається її положення в початковий момент часу. Вказується також, що має відбуватися при зіткненні частинки зі стінкою або з іншою часткою. Для виконання розрахунку члени, що містять v_p , переносяться в ліву частину рівняння (2.4). Швидкість і положення частинки в кожний наступний

момент часу визначається шляхом чисельного інтегрування за часом з деяким кроком Δt всіх інших членів рівняння (2.4).

Коефіцієнт в'язкого опору C_{cor} при помірних числах Рейнольдса $0,01 < Re_p < 260$ можна обчислити, напр. за формулою

$$C_{cor} = \begin{cases} 1 + 0,1315(Re_p)^{0,82-0,05\alpha} & \text{при } Re_p < 20 \\ 1 + 0,1935(Re_p)^{0,6305} & \text{при } Re_p > 20 \end{cases}$$

де $Re_p = \rho f |vf - vp| d / \mu$, $\alpha = \log Re_p$.

Якщо потік речовини основної фази є турбулентним, то траєкторія руху дисперсних частинок не є детермінованою, оскільки залежить від інтенсивності і напрямку турбулентних пульсацій. Спосіб моделювання впливу турбулентних пульсацій основного потоку на рух дисперсних частинок був запропонований, зокрема, в роботі [56].

В сучасних програмних продуктах реалізовано кілька граничних умов, що відповідають різним подіям, що відбуваються при зіткненні дискретної частки з твердої стінкою: відскік в результаті пружного або непружного удару, прилипання до стінки, прослизання уздовж стінки (в залежності від фізичних властивостей і кута зіткнення), проходження крізь стінку (якщо стінка пориста), і інше. Є також можливість моделювання розщеплення і злиття при певних умовах крапельок води або бульбашок газу при їх зіткненні один з одним.

Моделювання течій з кавітацією. При зниженні тиску в рідині при постійній температурі нижче тиску насичених парів рідина втрачає суцільність, в ній утворюються пухирі, заповнені водяною парою. Крім того, в рідині може бути розчинений сторонній газ, що міститься у вигляді мікроміхурів. При подальшому зниженні тиску ці бульбашки можуть рости і утворювати цілі порожнини, а при підвищенні тиску – схлопуватися, зникаючи або розчиняючись в рідині. Весь цей процес називається кавітацією. Кавітація супроводжується дуже сильними і різкими

перепадами щільності, тиску і температури, потік при цьому приймає нестійкий характер [57].

В сучасних програмних продуктах зустрічаються різні підходи до моделювання кавітації. Один з найбільш перспективних підходів запропонований, напр. у [58]. Для моделювання кавітації використовується, як правило, модель течії з вільною поверхнею або багатозфазна модель змішання.

Вважається, що в розрахунковій області можуть бути присутніми рідина, її пари, а також будь-які інші гази з заданими фізичними властивостями. У рівняння моделі змішання додаються члени, що характеризують тепло- і масопереніс внаслідок кавітації. Вид цих членів було запропоновано, зокрема, в [58].

Інші можливості моделювання течій

Моделювання акустики. У ряді сучасних програмних продуктів реалізована можливість розрахунку інтенсивності і частотних характеристик шуму, що виникає при перебігу рідини або газу. В якості вихідних даних для такого розрахунку потрібні результати розрахунку аналізованого течії, виконані з використанням нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса (або Рейнольдса).

Відзначимо, що для задач моделювання акустичного шуму при розрахунку течії в якості моделі турбулентності важливо використовувати модель LES або DNS [40], яка забезпечує найкраще дозвіл що відбуваються в потоці пульсацій тиску, оскільки ці пульсації і є джерелом акустичного шуму.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Математичне моделювання енергетичних характеристик передбачає розв'язання низки задач: розрахунок та аналіз формування енергетичних характеристик; чисельний аналіз впливу геометричних і режимних параметрів як на деякі види втрат, так і на енергетичні показники в цілому; чисельне дослідження впливу геометричних параметрів на параметри оптимального режиму й аналіз умов його формування.

2. Аналіз розрахункових даних структури потоку та втрат енергії в гідравлічних елементах проточної частини, отриманих внаслідок застосування сучасних пакетів прикладних програм (CFD Tools) та оптимізаційних алгоритмів, дозволяють значно удосконалити гідравлічні та техніко-економічні показники гідротурбінного обладнання.

3. Послідовне багаторівневе застосування пакетів CFD забезпечує зменшення втрат енергії в проточній частині гідротурбіни. Наприклад на кожному етапі оптимізації в процесі виконання розрахункових модифікацій робочого колеса турбіни Francis Fr40 [59]:

- за допомогою пакету Q3D-Eu (з подальшим використанням концепції розрахунку прикордонних слоїв на лопатях та ободах робочого колеса) забезпечено збільшення ККД на 0,31 %;

- за рахунок зменшення вторинних течій, визначених за допомогою пакету 3D-Eu, збільшення ККД склало 0,42 %;

- застосування пакету 3D-RANS для розрахунку кращої модифікації робочого колеса, дозволив суттєво зменшити втрати енергії та збільшити ККД на 0,85 %.

Таким чином послідовне багаторівневе застосування пакетів CFD забезпечило в результаті збільшення ККД на 1,58 %.

4. З метою удосконалення оптимізаційних алгоритмів, для наближення результатів чисельних розрахунків з модельними

випробуваннями та зменшення часу розрахунку проточних частин гідротурбін необхідно розробити більш досконалі пакети програм тобто перш за все створити поліпшену модель турбулентності потоку.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Барлит В. В. Гидравлические турбины / В. В. Барлит. – Киев, 1970. – 360 с.
2. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: учеб. пособие / Владислав Александрович Колычев. – Киев: ИСНО, 1995. – 272 с.
3. Lorens H. Neue Theorie und Berechnung der Kreisrader. Berlin, 1906.
4. Baurfeld W. Die Konstruktion der Francis-Schaukel nach Lorenzschen Turbinentheorie und ihre Eigenschaften/ Zeitschrift des VDT, 1912, Bd 56. – № 51.
5. Вознесенский И. Н. Жизнь, деятельность и избранные труды в области гидромашиностроения / И. Н. Вознесенский. – М. : Машгиз, 1952. – 354 с.
6. Жуковский Н. Е. Вихревая теория гребного винта. Т. 6 / Н. Е. Жуковский. – М., 1937.
7. Колтон А. Ю. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин / А. Ю. Колтон, И. Э. Этинберг. – М.; Л. : Машгиз, 1958. – 358 с.
8. Виктор Г. В. Гидродинамическая теория решеток / Г. В. Виктор. – М. : Высш. шк. – 367 с.
9. Жуковский М. И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах / М. И. Жуковский. – Л., 1967. – 260 с.
10. Раухман Б. С. Решетка профилей в произвольном слое переменной толщины / Б. С. Раухман // Тр. ЦКТИ. 1971. – № 106. – С. 9–33.
11. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М. : Физматиздат, 1962. – 512 с.
12. Этинберг И. Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Э. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л., 1978.

13. Wu G. H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of exial-radial and mixed flow type. NASA, 1952. – № 2604.

14. Жуковский М. И. Гидродинамическое профилирование лопастной системы РО и ПЛ гидротурбин в вихревом потоке с учетом конечного числа лопастей / М. И. Жуковский, Ю. П. Головачев // Энергомашиностроение. – 1978. – № 6.

15. Климович В. И. Численное решение прямых осесимметричных и квазитрехмерных задач теории гидромашин / В. И. Климович // Тр. междунар. конф. по гидромашинам в энергетике, HYDROTURBO 89. – Брно, 1989. – Ч. 1. – С. 55–64.

16. Сироткин Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я. А. Сироткин. – М. : Машиностроение, 1972.

17. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж. – Л., 1978.

18. Моргунов Г. М. Интегральный метод трехмерного расчета вихревого баротропного течения в турбомашинах / Г. М. Моргунов // Механика жидкости и газа: изв. АН СССР, 1984. – № 6.

19. Численное моделирование течений в турбомашинах / С. Г. Черных [и др.] – Новосибирск : Наука, 2006. – 202 с.

20. Гутовский Е. В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е. В. Гутовский, А. Ю. Колтон. – Л. : Машиностроение, 1974. – 368 с.

21. Захаров А.В. Автоматизированный программный комплекс “Гидродинамический расчет насосов и турбин” / А. В. Захаров, Г. И. Топаж // Энергомашиностроение : тр. СПбГПУ. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2004.

22. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1976. – 559 с.

23. Кузьминский С. С. Применение уравнения баланса энергии для

оценки энергетических характеристик гидротурбин / С. С. Кузьминский, И. М. Пылев // Энергомашиностроение. – 1977. – № 2.

24. Этинберг И. Э. Теория и расчет проточной части поворотнолопастных гидротурбин / И. Э. Этинберг. – М.; Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.

25. Квятковский В. С. Рабочий процесс осевой гидротурбины. Ч. 1–2 / В. С. Квятковский. – М. : Машгиз, 1951–1952. – 346 с.

26. Ковалев Н. Н. Гидротурбины / Н. Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1971.

27. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Колычев // Гидравлические машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3-19

28. Колычев В.А. Согласование элементов проточной части при проектировании радиально-осевых гидротурбин / В.А. Колычев, И. И. Тыньянова, К.А. Миронов // Проблеми машинобудування. – Харків, 2009. – т. 12. – № 5 С 3-10

29. Косторной С.Д. Моделирование течения жидкости в проточной части гидравлической турбины/ Гидравлические машины, Харьков, 1990, Вып.24. С.10–16 30. Ершов С. В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд / С. В. Ершов // Проблемы машиностроения. – Харьков, 1998. – Т. 1, № 2. – С. 76–93.

31. Ершов С. В. Численный метод расчета трехмерных вязких течений в осерадиальных турбомашинах / С. В. Ершов, А. В. Русанов // Проблемы машиностроения. – Харьков, 1999. – Т. 2, № 1. – С. 27–33.

32. Численное моделирование течений в турбомашинах / Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. [и др.]. – Новосибирск: Наука, 2006. – 202 с

33. Войташевский Д. А. Основы общей теории гидродинамических

решеток применительно к гидромашинам / Д. А. Войташевский // Тр. ВНИИГидромаша. – 1968. – Вып. 37. – С. 3-88.

34. Тиме И. В. Выбор основных параметров и типоразмеров обратимой гидромашин для Днестровской ГАЭС / И. В. Тиме, И. Э. Этинберг // Тр. ЦКТИ. – Л., 1981. – Вып. =186. – С. 15-27.

35. Чуян Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. / Чуян Ростислав Константинович.– М.: Машиностроение, 1985.- 288с.

36. Федоров А.В. Асимптотические и точные решения в задаче максимизации к.п.д. гидротурбины / А.В. Федоров // Журн.техн.физики.- 1983.- №6. - С. 1042-1046.

37. Проектирование рабочего колеса на условия большого колебания напоров с использованием методов оптимизации / В. Н. Степанов, Я. З. Иосфин, А. В. Федоров, М. С. Витензон // Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных установок в системах их автоматизированного проектирования : республик. науч.-техн. конф., Готвальд, 7-9 сент. 1988 г. : тезисы докл. – Харьков, 1988. – Ч. 1. – С. 33.

38. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашин с использованием пакета ANSYS CFX : учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А. А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. унта, 2016. – 120 с.

39. Кочевский А. Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью программного продукта FlowVision // Вестник СумГУ. – Сумы, 2004. – № 2 (61). – С. 25-36.

40. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашин // Вестник СумГУ. – Сумы, 2003. – № 13 (59). – С. 195-210.

41. Кириллов И.И. Теория турбомашин. - М.: Машиностроение, 1964.

42. Cherny S.G., Sharov S.V., Skorospelov V.A., Turuk P.A. Methods for three-dimensional flows computation in hydraulic turbines // Russ. J. Numer. Anal. Math. Modeling. - 2003. - Vol. 18, N 2. - P. 87–104.

43. Zhengwei W., Lingjiu Z. Simulation of unsteady flow in a Francis turbine draft tube // Proc. Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symp., Sept. 9-12, 2002. - Lausanne, Switzerland, 2002.

44. Ruprecht A., Helmrich T., Aschenbrenner T., Scherer T. Simulation of vortex rope in a turbine draft tube // Proc. Hydraulic Machinery and Systems 21st IAHR Symp., Sept. 9-12, 2002. - Lausanne, Switzerland, 2002.

45. Helmrich T., Buntic I., Ruprecht A. Very large eddy simulation for flow in hydraulic turbo machinery // Institute of fluid mechanics and hydraulic machinery. - Stuttgart, Germany, 2003.

46. Skotak A. Of the helical vortex in the turbine draft tube modeling // Proc. Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symp. Aug. 6–9, 2000. – Charlotte, North Carolina USA, 2000.

47. Kovenya V., Cherny S., Sharov S. et al. On some approaches to solve CFD problems // Computers&Fluids. - 2001. - N 30. - P. 903-916.

48. Грязин Ю.А., Черный С.Г., Шаров С.В., Шашкин П.А. Об одном методе численного решения трехмерных задач динамики несжимаемой жидкости // Докл. АН СССР. - 1997. - Т. 353, № 4. - С. 478–483.

49. Cherny S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N. et al. Unsteady flow computation in hydroturbines using Euler equations // Turbomachines: Aeroelasticity, Aeroacoustics, and Unsteady Aerodynamics / Ed. V.A. Skibin, V.E. Saren, N.M. Savin, S.M. Frolov. - TORUS PRESS Ltd., 2006. - P. 356-369.

50. Комар И.Ф., Лапин В.Н., Скорospelов В.А. и др. Проблемы моделирования течений в турбомашинах // Вестник КазНУ. Сер. Математика, механика, информатика. - 2005. - № 2. - С. 27-52.

51. Лобарева И.Ф., Скорospelов В.А., Турук П.А. и др. Об одном подходе к оптимизации формы лопасти гидротурбины // Вычислительные

технологии. - 2005. - Т. 10, № 6. - С. 52–73.

52. Лобарева И.Ф., Черный С.Г., Чирков Д.В. и др. Многоцелевая оптимизация формы лопасти гидротурбины // Вычислительные технологии. - 2006. - Т. 11, № 5. - С. 63–75.

53. Кочевський О. М. Оптимізація геометричних параметрів відвідних пристроїв насосів високої швидкохідності з лопатевою системою типу НР / Дис... канд. техн. наук. – Суми: СумДУ, 2001. – 195 с.

54. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. – М.: Энергия, 1968. – 424 с.

55. Hinze, J. O. Turbulence. – McGraw-Hill, New York, 1975.

56. Dukowicz J. K. A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays // Journal of Computational Physics. – Vol. 35, 1980. – P. 229-253.

57. Кнэпп Р., Дейли Дж., Хэммит Ф. Кавитация. – М.: Мир, 1974. – 688 с.

58. Singhal A. K., Li H. Y., Athavale M. M., Jiang Y. Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model. // ASME FEDSM'01 – New Orleans, Louisiana, 2001.

59. R. Schilling et al. Design Optimization of Hydraulic Machinery Bladings by Multilevel CFD-Technique, Proc. of IAHR Symposium, Sept. 2006, Lausanne.

РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПОТОКУ З РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ГІДРОТУРБІНИ

3.1. Загальна структура математичного опису робочого процесу гідротурбіни

3.1.1. Сучасний підхід до проектування проточної частини радіально-осьових гідротурбін орієнтований на застосування САПР, передбачає проведення багатоваріантного аналізу, в процесі якого досліджується вплив геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники гідротурбіни.

Такий підхід передбачає наявність в ньому математичних моделей робочого процесу гідротурбін різного рівня [1, 2]. При цьому вибір найбільш ефективної моделі залежить як від стадії проектування проточної частини, так і характеру поставлених завдань.

Розробка системи взаємозв'язаних моделей, що описують робочий процес на різних ієрархічних рівнях, є найважливішим напрямком в розвитку сучасних методів розрахунку проточної частини. Побудована на принципах блоково-ієрархічного підходу система багаторівневого опису робочого процесу ефективно використовується на різних стадіях проектування проточної частини для чисельного моделювання її енергетичних характеристик.

Достоїнства багаторівневого опису робочого процесу гідротурбіни виявляються в можливості:

- автономного дослідження гідродинамічних характеристик проточної частини;
- систематичного, у міру накопичення дослідних і розрахункових даних, вдосконалення опису окремих елементів проточної частини без переробки всієї математичної моделі робочого процесу в цілому;

- переходу від одного рівня опису до іншого залежно від цілей і завдань, що стоять перед розробником проточної частини на різних стадіях її проектування.

Вживання блоково-ієрархічного підходу для складання математичного опису робочого процесу проточної частини передбачає розробку комплексу взаємозв'язаних між собою моделей різного рівня. Кожен ієрархічний рівень характеризується різною мірою деталізації математичного опису і своїм підходом при рішенні задачі. Виходячи із загальної структури математичної моделі, запропонований поетапний підхід використання математичних моделей різного рівня.

3.1.2. Загальна структура математичного опису робочого процесу встановлюється за допомогою основного рівняння гідротурбіни і рівняння балансу енергії, записаних в безрозмірній формі [2, 3]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_T}}{g} Q_I'^2; \quad (3.1)$$

$$\frac{g}{Q_I'^2} = k_{H_T} + k_{h_{\Gamma}} \quad (3.2)$$

У цих залежностях:

$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right) - \text{коефіцієнт напору};$$

$$k_h = k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L' \right) - \text{коефіцієнт опору проточної частини}; L' -$$

символічне позначення набору безрозмірних геометричних параметрів проточної частини; $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ – безрозмірні коефіцієнти осередненої

циркуляції, що характеризують напрямки потоку відповідно в перерізах за і перед робочим колесом; $k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$ – узагальнений режимний параметр.

ККД гідротурбіни пов'язане із гідравлічним:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_{\Delta}, \quad (3.4)$$

де

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{\rho g Q_{pk} H}; \quad (3.5)$$

$$N_{\Gamma} = \rho g Q_{pk} H_T;$$

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{\Gamma} - N_{\Delta}}{N_{\Gamma}};$$

$$N_{\Delta} = M_{\Delta} \omega;$$

$$\eta_0 = \frac{Q_{pk}}{Q}.$$

З врахуванням вищесказаного рівняння балансу приводиться до вигляду:

$$\frac{g}{Q_{lpk}^2} = k_{H_T} \eta_0^2 + k_{h_n} + k_{h_{pk}} \eta_0^2 k_{h_{om}}, \quad (3.6)$$

де

$$k_{h_n} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n\right) \text{ – коефіцієнт опору підводу};$$

$$k_{h_{pk}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk}\right) \text{ – коефіцієнт опору в РК};$$

$$k_{h_{omc}} = \frac{g \bar{h}_{om} D^4}{Q^2} = f_3 \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om} \right) - \text{коефіцієнт опору в ВТ};$$

$$Q_l = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} - \text{приведена витрата через турбіну.}$$

Таким чином, повну математичну модель робочого процесу гідротурбіни напишемо у вигляді:

$$\eta = \eta_\Gamma \eta_0 \eta_d$$

$$\eta_\Gamma = \frac{k_{H_T}}{g} Q_l^2 \eta_0^2;$$

$$\frac{g}{Q_l^2} = (k_{H_T} + k_{h_{pk}}) \eta_0^2 + k_{h_n} + k_{h_{om}}$$

Функціональні залежності (3.1, 3.2, 3.4) є початковими для розрахунку енергетичних характеристик гідротурбіни. Для проведення таких розрахунків потрібне розгорнуте представлення виразів:

коефіцієнта теоретичного напору -

$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right);$$

коефіцієнта опору робочих органів -

$$k_{h_n} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n \right);$$

$$k_{pk} = \frac{g h_{pk} D^4}{Q^2} = f_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L_{pk} \right);$$

$$k_{omc} = \frac{g h_{om} D^4}{Q^2} = f_3 \left(\frac{\bar{\Gamma}_3 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om} \right);$$

Об'ємного та дискового ККД:

$$\eta_0 = \eta_0(k_Q, L'_{yn})$$

$$\eta_d = \eta_d(k_Q, L'_d)$$

Отриманий математичний опис робочого процесу з врахуванням виразів для коефіцієнтів теоретичного напору, опорів, об'ємного і дискового ККД є найбільш загальним. Якщо прийняти об'ємний ККД $\eta_0 = 1$, то система рівнянь набирає вигляду:

$$\eta = \eta_\Gamma \eta_d;$$

$$\eta_\Gamma = \frac{k_{H_\Gamma}}{g} Q_I^2;$$

$$Q_I^2 = \frac{g}{k_{H_\Gamma} + k_{H_d}}.$$

3.2. Математичні моделі енергетичної взаємодії потоку з робочим колесом

3.2.1. Для розкриття залежностей і використовується кінематичний опис потоку ПЧ, побудоване за блоково-ієрархічним принципом. В рамках такого опису зміна структури потоку із зміною режиму враховується за допомогою комплексу взаємозв'язаних моделей різного рівня. Вибір найбільш ефективної моделі залежить як від стадії проектування ПЧ, так і від характеру поставленого завдання. Досвід розрахункових досліджень говорить про доцільність наявності в складі кінематичного опису:

- спрощеній моделі усередненого осьосиметричного руху, приблизно що враховує зсув поверхонь струму в порожнині РК;
- моделі течії в решітках на поверхнях струму без врахування їх зсуву із зміною режиму;

- описи потоку за допомогою безрозмірних усереднених параметрів.

У комплексі ці моделі дають кінематичний опис в осьосиметричній області ПЧ, яке є основою для побудови ММ робочого процесу в цілому. Визначення параметрів потоку на основі пропонованого кінематичного опису не вимагає проведення розрахунку обтікання.

3.2.2. У моделі усередненого осьосиметричного руху зсув поверхонь струму із зміною режимних параметрів не приводить до істотної зміни геометричних характеристик меридіонального потоку (кутів γ, δ (рис. 3.1.) і кривизни k_1, k_2 відповідно ліній струму меридіонального потоку і ортогональних до них ліній).

В цьому випадку диференціальне рівняння, що описує зміни меридіональній швидкості уздовж вихідної кромки, може бути представлене у вигляді [4]:

$$\frac{dC_{2m}}{dl} + M_2(l)C_m = N_2(l)\omega, \quad (3.7)$$

де

$$M_2(l) = \left\{ -\frac{d\beta}{dl} \operatorname{ctg} \beta + \sin^2 \beta \left[-k_1 \cos \delta + \sin \delta \left(k_2 + \frac{\sin \gamma}{r} \right) \right] + \frac{1}{r} \cos^2 \beta \cos(\gamma - \delta) \right\};$$

$$N_2(l) = \left[-2 \operatorname{ctg} \beta \cos(\gamma - \delta) + 2\pi r \frac{d(rC_{u_{bx}})}{d\psi} \right] \cos \delta \sin^2 \beta.$$

Вирішення рівняння має вигляд:

$$C_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q,$$

де l – координата, відлічувана уздовж вихідної кромки лопаті; C_{2m} – меридіональна швидкість; A_2 і B_2 – коефіцієнти, залежні від розподілу геометричних характеристик лопаті і меридіонального потоку уздовж вихідної кромки, які виражаються через коефіцієнти $M_2(l)$ і $N_2(l)$.

Диференціальне рівняння (3.7) отримане спрощенням загальнішого рівняння [4] шляхом опускання в останньому членів втрат, що містять градієнти втрат $\frac{dh}{d\psi}$ і вхідної енергії $\frac{dE_{Bx}}{d\psi}$. Аналіз показує можливість такого допущення.

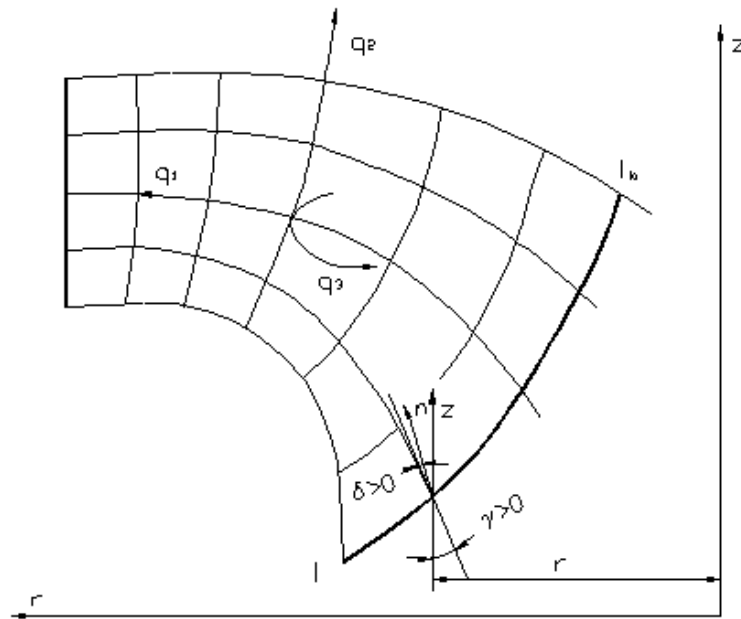


Рисунок 3.1 – Меридіональний потік (модель $C_m = A(l)\omega - B(l)\omega$) в проточній частині гідротурбіни

Диференціальне рівняння (3.7) приведемо до безрозмірної форми:

$$\frac{dC_{2m}^*}{dl'} + M_2'(l')C_{2m}^* = N_2'(l')k_Q \quad (3.8)$$

де $C_{2m}^* \frac{C_{2m} D^2}{Q}$ безрозмірний коефіцієнт швидкості;

$$M_2'(l') = \frac{M_2(l)}{D}; \quad l' = \frac{l}{D}; \quad N_2'(l') = \frac{N_2(l)}{D}.$$

Вирішення диференціального рівняння (3.8) запишемо у вигляді:

$$C_{2m}^*(l') = A_2'(l')k_Q - B_2'(l'), \quad (3.9)$$

де $A_2' = \frac{A_2}{D}$; $B_2' = B_2 D^2$.

Узагальнений кінематичний параметр k_Q враховує подібність полів швидкостей в РК (його структура витікає з міркувань розмірності), характеризує вплив режиму (ω і Q) на кінематику потоку.

Оскільки в даній постановці геометричні характеристики меридіонального потоку k_1, k_2, γ, δ вважаються незмінними, то коефіцієнти M_2, N_2 , а отже, A_2 і B_2 залежатимуть лише від розподілу вихідних кутів β_2 середньо поверхні S_{2cp} лопатки в околиці вихідної кромки. Загальноприйнятим підходом для визначення цих кутів є проведення розрахунку обтікання на поверхнях струму S_{cp} .

Отримаємо залежність, що зв'язує коефіцієнт теоретичного натиску з геометричними і режимними параметрами. У даній постановці визначення кутів в околиці вихідної кромки лопаті знаходиться з рівняння кінематичного зв'язку кутів потоку у відносному русі [5]:

$$ctg\beta_2 = k \frac{r_1' B_1'}{r_2' B_2'} ctg\beta_1 + (1-k) ctg\beta_{02} - (1-k) \left[\frac{r_a^2}{r_2^2} - \frac{1-k \frac{r_1^2}{r_2^2}}{1-k} \right] \frac{r_2'}{B_2'} k_Q, \quad (3.10)$$

де k, β_{02} и r_a – гідродинамічні параметри решітки.

Для густих решіток радіально-осьових РК. коефіцієнт прозорості решіток k малий, тому в (3.10) можна вважати $k=0$. Активний радіус ґрат знаходиться за допомогою спрощених моделей течії в каналі робочого колеса запропонованих Стодолой, Майзелем, Шерстюком. Застосовуючи формулу Стодоли:

$$r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2cp} \sin \delta} \quad (3.11)$$

При визначенні кута нульового напрямку потоку за решітками вводиться поправка, що враховує відмінність його від вихідного геометричного кута

$$\beta_{02} = \beta_{2\Gamma} + \Delta\beta_{02}$$

Формули (3.9-3.11) з врахуванням виразів для коефіцієнтів A_2 і B_2 вирішують задачу розрахунку розподілу меридіональних швидкостей уздовж вихідної кромки лопаті РК на заданому режимі роботи ω і Q .

Залежність безрозмірної циркуляції за РК від режимного параметра k_Q знаходиться підстановкою значення меридіональних швидкостей з (3.9) у формулу $C_{2u} = \omega r_2 - C_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$ зв'язку складових швидкості в даній точці потоку:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = 2\pi(r_2^2 - A_2' r_2' \operatorname{ctg} \beta_2) k_Q + 2\pi r_2' \operatorname{ctg} \beta_2 B_2'. \quad (3.12)$$

Абсолютні кути потоку перед і за ґратами РК на поверхні струму зв'язані залежністю:

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = k \frac{r_1' B_1'}{r_2' B_2'} \operatorname{ctg} \alpha_1 + (1 - k) \operatorname{ctg} \beta_{02} - (1 - k) \frac{r_a^2}{r_2^2} \frac{r_2'}{B_2'} k_Q$$

де α_1 – кут потоку перед РК в абсолютному русі.

У роботі [6] приведені залежності гідродинамічних параметрів решіток від її геометричних параметрів, для знаходження яких використані спрощені моделі течії в каналах РК, запропоновані Стодолой і Шерстюком.

Представимо коефіцієнт теоретичного напору у вигляді:

$$k_{H_T} = \frac{k_Q}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} \right). \quad (3.13)$$

Формулу для коефіцієнта усередненої циркуляції в (3.13) отримаємо, усереднюючи рівняння (3.12) по витраті:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = F_1 k_Q - F_0 - F_2 k_Q^2, \quad (3.14)$$

де

$$F_0 = 4\pi^2 \left[\int r_2'^2 B_2^2(l) \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta dl' \right];$$

$$F_1 = 4\pi^2 \left[\int (r_2' - 2A'(l) \operatorname{ctg} \beta_2^*) r_2'^2 B'(l) \cos \delta dl' \right];$$

$$F_2 = 4\pi^2 \left[\int (r_2'^2 - A'(l) \operatorname{ctg} \beta_2^*) \cos \delta dl' \right]$$

коефіцієнти, що визначаються геометричними параметрами РК.

Під тією, що входить у вирази для коефіцієнтів F_0, F_1, F_2 величиною β_2^* розуміється деяке середнє в даному діапазоні зміни k_Q (діапазоні, що охоплює основні режими роботи: оптимальний режим, режим лінії обмеження потужності) значення кута β_2 . Величина β_2^* , отже, не залежить від режимного параметра k_Q , а залежить від вихідних геометричних параметрів елементарних ґрат на даній поверхні струму. В рамках даної кінематичної моделі з обліком (3.14), залежність, коефіцієнта теоретичного напору $k_{H_T} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, k_Q\right)$ представимо у вигляді полінома від змінних $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$ і k_Q :

$$k_{H_T} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} - F_1 k_Q + F_0 + F_2 k_Q^2 \right] k_Q$$

Для складання моделі опору проточній частині – залежності безрозмірного коефіцієнта опору від геометричних і режимних параметрів виходитимемо із загальноприйнятої схеми розділення втрат в лопатевих системах на втрати тертя на режимі ненаголошеного обтікання, втрати ударні, кромкові і кінцеві. Сумарні втрати в лопатевій системі знаходяться складанням вказаних видів втрат.

Усереднена величина втрат енергії в лопатевій системі виражається залежно від втрат енергії в складових її елементарних решітках:

$$\bar{h} = \frac{1}{Q_Q} \int h dQ,$$

де h – питома втрата енергії в елементарних решітках на поверхні струму.

Залежність коефіцієнта опору РК від геометричних і режимних параметрів включає відповідні залежності коефіцієнтів втрат тертя, кромкових, кінцевих і ударних. Втрати тертя в лопатевій системі РК запишемо у вигляді [4]:

$$\bar{h}_{pk.mp} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{mp} \frac{W_2^2}{2g} dQ = \int_Q \zeta_{mp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2^* 2g} dQ$$

Замінюючи C_{2m} його виразом (3.9) коефіцієнт втрат тертя в РК

$$k_{h_{mp}} = \frac{g \bar{h}_{mp} D^4}{Q^2} \text{ представимо у вигляді полінома}$$

$$k_{h_{mp}} = b_3 k_Q^3 + b_2 k_Q^2 + b_1 k_Q + b_0. \quad (3.15)$$

У отриманій залежності для коефіцієнта тертя (3.15) режимний параметр k_Q входить явно, а коефіцієнти полінома залежать лише від геометричних параметрів. Напишемо формули для визначення усереднених величин втрат кромкових і ударних [4]:

Запишемо формули для визначення усереднених величин втрат кромки і ударних [120]:

$$\bar{h}_{pk.kp} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{kp} \frac{W_2^2}{2g} dQ = \int_Q \zeta_{kp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2^* 2g} dQ; \quad (3.16)$$

$$\bar{h}_{pk.yd} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(ctg \beta_1 - ctg \beta_{bo})^2}{2g} C_{1m}^2 dQ, \quad (3.17)$$

де χ – коефіцієнт пом'якшення удару; ζ_{kp} – коефіцієнт втрат кромки. Коефіцієнти, χ , ζ_{kp} і параметр β_{bo} знаходяться за дослідними і розрахунковими даними [4, 7].

Замінюючи в (3.16) і (3.17) $C_{2m} = A_2 Q - B_2 Q$ і $C_{1m} = -B_1 Q$ запишемо вираження для коефіцієнтів втрат кромкових і ударних у вигляді поліноміальних залежностей від параметрів $\frac{\Gamma_1 D}{Q}$ і k_Q

$$k_{pk.kp} = b_{3_{kp}} k_Q^2 + b_{2_{kp}} k_Q + b_{0_{kp}}; \quad (3.18)$$

$$k_{pk.yd} = f_1 k_Q^2 + f_2 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) - f_3 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) k_Q - f_4 k_Q - f_5 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) + f_6. \quad (3.19)$$

Коефіцієнти $b_{i_{kp}}$ і f_i в (3.18) і (3.19) залежать лише від геометричних параметрів.

Розрахункову оцінку коефіцієнта кінцевих втрат зробимо по параметрах середніх решіток профілів, використовуючи їх залежність від коефіцієнта втрат тертя [8]

$$\zeta_{pk.kz} = \frac{2t_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{b_{2cp}} \zeta_{mp},$$

де, t_{2cp} , β_{2cp} – відповідно крок на виході з РК і кут виходу з РК на середніх решітках профілів; b_2 – висота РК в зоні вихідної кромки лопаті.

Коефіцієнт кінцевих втрат в РК отримаємо у вигляді:

$$k_{pk.ku} = \frac{2t_{2cp}}{b_{2cp}} \zeta_{pk.mp} \sin \beta_{2cp} B_{2cp}^2.$$

Математичну модель опору у відсмоктуючій трубі представимо у вигляді [4]:

$$\bar{h}_{om} = \bar{h}_{BH} + \bar{h}_u + \bar{h}_{o.B},$$

де $\bar{h}_{BH} = \frac{k_{BH}}{Q} \int_Q C_{2m}^2 dQ$ - сума втрат внутрішніх, на виході і в коліні;

циркуляційні втрати:

$$\bar{h}_u = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2m}^2 ctg^2 \alpha_2}{2g} dQ; \quad (3.20)$$

втрати від осьового вихору

$$\bar{h}_{o.B} = \frac{(rC_u)_{2BT}^2}{2gR_3^3} = \frac{r_{2BT} C_{2BT}^2}{2gR_3^3}. \quad (3.21)$$

Замінюючи в останніх формулах, $C_{2u} = C_{2m} \operatorname{ctg} \alpha_2$, $C_{2m} = A_2 \omega - B_2 Q$ отримаємо вирази для коефіцієнтів внутрішніх, циркуляційних і втрат від осьового вихору у вигляді поліноміальних залежностей:

$$k_{hBH} = C_{3BH} k_Q^3 + C_{2BH} k_Q^2 + C_{1BH} k_Q + C_{0BH};$$

$$k_{h\zeta} = C_{3\zeta} k_Q^3 + C_{2\zeta} k_Q^2 + C_{1\zeta} k_Q + C_{0\zeta};$$

$$k_{ho.B} = C_{3o.B} k_Q^3 + C_{2o.B} k_Q^2 + C_{1o.B} k_Q + C_{0o.B}.$$

Коефіцієнт опору проточної частини запишемо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} k_h = & k_{h_n} + b_3 k_Q^3 + b_2 k_Q^2 + b_1 k_Q + b_0 + b_{3kp} k_Q^2 + b_{2kp} + b_{0kp} + f_1 k_Q^3 + f_2 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) - \\ & f_3 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) k_Q - f_4 k_Q - f_5 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) + f_6 + \frac{2t_{2cp}}{b_{2cp}} \zeta_{pk.mp} \sin \beta_{2cp} B_{2cp}'^2 + C_{3BH} k_Q^3 + C_{2BH} k_Q^2 + \\ & C_{1BH} k_Q + C_{0BH} + C_{3\zeta} k_Q^3 + C_{2\zeta} k_Q^2 + C_{1\zeta} k_Q + C_{0\zeta} + C_{3o.B} k_Q^3 + C_{2o.B} k_Q^2 + C_{1o.B} k_Q + C_{0o.B}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

3.2.2. В рамках моделі руху рідини на осьосиметричних поверхнях струму встановимо залежність кінематичних параметрів потоку (абсолютних і відносних кутів, циркуляції) за решітками РК від її геометричних і режимних параметрів.

Передбачатимемо, що із зміною режиму не відбувається перерозподіл витрати між елементарними ґратами, на які розбивається проточна частина просторових решіток РК (рис. 3.2). У такому разі поверхні струму в проточній частині РК залишаються незмінними при зміні режиму роботи гідротурбіни, а меридіональна швидкість за РК може бути представлена у вигляді:

$$C_{2m} = B_2(e)Q,$$

де $B_2(e)$ – коефіцієнт, величина якого визначається положенням поверхні струму в порожнині РК; l – криволінійна координата кромки, відлічувана вздовж вихідної кромки.

При зміні витрати пропорційно змінюється величина меридіональної швидкості, а положення поверхонь струму при цьому залишається незмінним. Коефіцієнт меридіональної швидкості C_{2m}^* залишається незмінним для кожної з елементарних решіток:

$$C_{2m}^* = \frac{C_{2m} D^2}{Q} = \frac{C_{2ml}}{Q_l} = B_2'(e),$$

де $C_{2ml} = \frac{C_{2m}}{\sqrt{H}}$ – меридіональна швидкість, приведена до напору $H = 1$ м;

$B_2' = B_2 D^2$ – безрозмірний параметр, що є меридіональною швидкістю при $Q = 1$ м³/с.

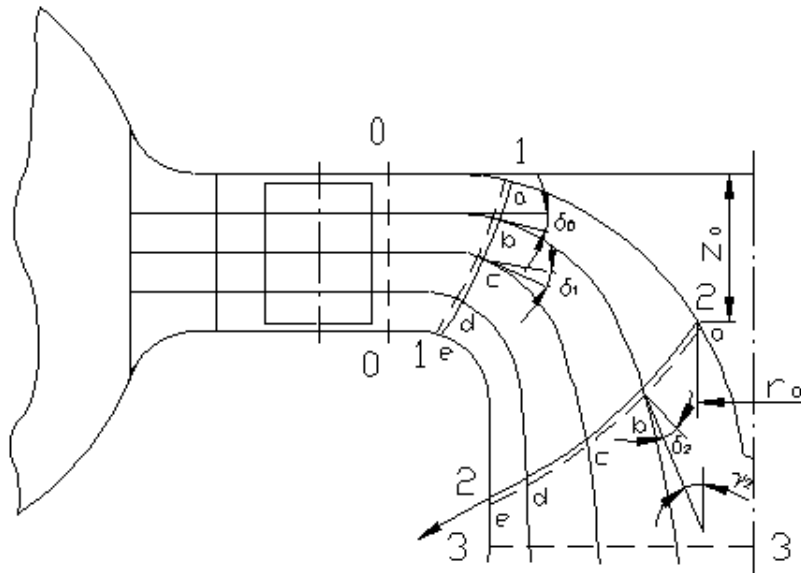


Рисунок 3.2 – Осьосиметричні поверхні струму (модель $C_{2m} = B_2(l)Q$) в про-точній частині гідротурбіни

У даній моделі, заснованій на допущенні про рух рідини по поверхнях обертання зміна меридіональній швидкості в поперечному перетині потоку, визначається завданням характеру прийнятого меридіонального потоку (потенційний, рівношвидкісний). Розглянемо завдання розрахунку

кінематичної характеристики елементарних решіток, утворених при перетині лопатевої системи РК двома близькими поверхнями струму, відстань між якими змінюється вздовж поверхні струму.

Під безрозмірними кінематичними характеристиками елементарних решіток на осьосиметричній поверхні струму розумітимемо залежності безрозмірних кінематичних параметрів потоку (абсолютного α_2 і відносного β_2 кутів потоку, а також коефіцієнта циркуляції $\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q}$) за решіткою від режимних ω, Q і геометричних параметрів:

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = f_1 \left(\operatorname{ctg} \alpha_1, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{PK} \right); \quad (3.23)$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = f_2 \left(\operatorname{ctg} \beta_1, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{PK} \right); \quad (3.24)$$

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = f_3 \left(\frac{\Gamma_2 D}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{PK} \right). \quad (3.25)$$

Для конкретизації функціональних залежностей (3.23)–(3.25) використовуватимемо рівняння кінематичного зв'язку, що встановлює залежність вихідних кінематичних параметрів від вхідних і гідродинамічних параметрів ґрат.

Рівняння зв'язку циркуляцій для елементарних ґрат в шарі змінної товщини, що обертається з постійною кутовою частотою, має вигляд [9]:

$$\Gamma_2 = K\Gamma_1 - (1 - K)\operatorname{ctg} \beta_0 q + (1 - K)2\pi r_a^2 \omega. \quad (3.26)$$

У цьому рівнянні:

K – коефіцієнт прозорості ґрат; β_0 – кут, що характеризує безциркуляційне обтікання нерухомої решітки; r_a – активний радіус

решітки; $q = \frac{\Delta Q}{\Delta(0)}$ – питома витрата – витрата, що доводиться на одиницю товщини шару на початку координат; ΔQ – витрата рідини між поверхнями струму; $\Delta(0) = \frac{\Delta Q}{q} = 2\pi r_1 h_1 C_{1m} = 2\pi r_2 h_2 C_{2m}$ – товщина шару на початку координат, де $h_1 = \frac{(\Delta q_1)}{\Delta(0)}$ і $h_2 = \frac{(\Delta q_2)}{\Delta(0)}$ – безрозмірні відносні товщини шару.

Для випадку розміщення початку координат на вихідній кромці рівняння зв'язку циркуляцій (3.26) набере вигляду:

$$\Gamma_2 = K \Gamma_1 - (1-K) \operatorname{ctg} \beta_{02} \frac{\Delta Q}{\Delta_2} + 2\pi(1-K) r_a^2 \omega$$

Від рівняння зв'язку циркуляцій можна перейти до рівняння зв'язку кутів потоку в абсолютному і відносному русі відповідно в перетинах перед і за решітками:

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = K \frac{r_1' B_2'}{r_2' B_2'} \operatorname{ctg} \alpha_1 - (1-K) \operatorname{ctg} \beta_{02} + (1-K) \frac{r_a^2}{r_2'^2} \frac{r_2'}{r_2^2} K_Q; \quad (3.27)$$

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = K \frac{r_1' B_1'}{r_2' B_2'} \operatorname{ctg} \beta_1 + (1-K) \operatorname{ctg} \beta_{02} - (1-K) \left(\frac{r_{aR}^2}{r_{2R}^2} - \frac{1-K \frac{r_{1R}^2}{r_{2R}^2}}{1-K} \right) \frac{r_2'}{B_2} K_Q, \quad (3.28)$$

$$\text{де } r_{1,R} = \frac{r_1}{R}; r_{2,R} = \frac{r_a}{R}$$

Від рівнянь кінематичного зв'язку для елементарних ґрат можна перейти до рівнянь кінематичного зв'язку для просторових решіток. Умножаючи рівняння зв'язку циркуляцій для елементарних ґрат на dQ , і інтегруючи обидві частини рівняння, знаходимо

$$\frac{1}{Q} \int_Q \Gamma_2 dQ = K_{cp} \frac{1}{Q} \int_Q \Gamma_1 dQ - (1-K_{cp}) \frac{2\pi}{Q} \int_Q r_2 C_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{02} dQ + \frac{2\pi(1-K_{cp})}{Q} \int_Q r_a^2 \omega dQ$$

Приведемо це рівняння до вигляду рівняння зв'язку циркуляції просторових решіток $\bar{\Gamma}_2 = K_{cp} \bar{\Gamma}_1 - (1-K_{cp}) \frac{\operatorname{ctg} \tilde{\beta}_{02}}{\tilde{\Delta}_2} Q + 2\pi(1-K_{cp}) R_a^2 \omega$.

Рівняння зв'язку безрозмірних комплексів прийме вигляд:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = K \frac{\Gamma_1 D}{Q} - (1-K)\tilde{\mu} + (1-K)\frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q, \quad (3.29)$$

$$\text{де } \tilde{\mu} = \frac{ctg\tilde{\beta}_{02} D}{\tilde{\Delta}_2} = \frac{ctg\beta_{02}}{\tilde{\Delta}_2}$$

З почленного порівняння знаходимо:

$$\bar{\Gamma}_{1,2} = \frac{1}{Q} \int_Q \Gamma_{1,2} dQ;$$

$$ctg\tilde{\beta}_{02} = \frac{2\pi\tilde{\Delta}_2}{Q^2} \int_Q r_2 C_{2m} ctg\beta_{02} dQ = \frac{2\pi\tilde{\Delta}_2}{Q} \int_Q r_2 B_2 ctg\beta_{02} dQ;$$

$$R_a^2 = \bar{r}_a^2 = \frac{1}{Q} \int_Q r_a^2 dQ.$$

На практиці, як правило, розбиття проточної частини РК осьосиметричними поверхнями струму виробляється так, щоб через кожну з елементарних решіток проходила однакова витрата. В цьому випадку формули для розрахунку гідродинамічних параметрів просторових решіток набувають вигляду:

$$\Lambda^2 = \frac{\bar{r}_a^2}{R^2} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \lambda_i^2; \quad (3.30)$$

$$\Lambda^2 = \frac{\bar{r}_a^2}{R^2} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \lambda_i^2, \quad (3.31)$$

де

$$\lambda_i = \frac{r_{ai}}{R}; \quad (3.32)$$

$$\mu_i = \frac{ctg\beta_{02i}}{\Delta_i^2} \frac{D}{n}. \quad (3.33)$$

Використовуючи (3.29), отримаємо рівняння безрозмірної теоретичної характеристики просторової решітки

$$K_{HT} = \frac{(1-K)}{2\pi} \left[\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right] K_Q, \quad (3.34)$$

у якому гідродинамічні параметри знаходяться по формулах (3.30) і (3.31).

Рівняння кінематичного зв'язку (3.27) і (3.28) разом з формулами для гідродинамічних параметрів (3.32) і (3.33) дозволяють розрахувати кінематичні параметри потоку за кожною з елементарних решіток, складових просторової решітки.

З допомогою (3.36) знаходяться усереднені кінематичні характеристики потоку за просторовими решітками РК, а з допомогою (3.34) – безрозмірна теоретична характеристика. При цьому використовуються формули (3.30) і (3.31) для розрахунку гідродинамічних параметрів просторової решітки.

Як наголошувалося раніше, при побудові ММ опору в лопатевих системах використовуватимемо принцип розділення втрат по їх фізичній природі: на втрати тертя, кромкові, кінцеві і ударні. Втрати тертя в ґратах на осьосиметричній поверхні струму в шарі змінної товщини визначаються формулою [4]:

$$\begin{aligned}\bar{h}_{pkmp} &= \frac{1}{Q} \int_Q^{\xi_{kmp}} \frac{W_2^2}{2g} dQ; \\ \xi_{pkmp} &= \frac{2\delta_2^{**}}{t_2 \sin \beta_2} = \frac{2Cl_{pk}l}{t_2 \sin \beta_2}.\end{aligned}\quad (3.35)$$

Після деяких перетворень і заміні меридіональній швидкості її вираженням $C_{2m} = B_2 Q$ знаходимо:

$$K_{mppk} = \frac{1}{2} \int_Q^{\xi_{pk}} (1 + ctg^2 \beta_2) B_2^3 dQ, \quad (3.36)$$

де $ctg \beta_2$ знаходиться з (3.28).

У роботі [10] отримано вираження для усередненого значення параметра $l_{pk} = l_1 + l_2$ залежно від геометричних параметрів середніх решіток профілів:

$$I_{1,2} = \left\{ \frac{4 \left(\frac{\ell}{\ell_m} \frac{b_2}{b_1} \sin \beta_{2cp} \right)}{\left(1 + \frac{b_2}{b_1} \right) \left(1 + \frac{r_{1cp}}{r_{1cp}} \right) \theta} \pm \frac{1}{\frac{\ell}{t_2}} \left[\operatorname{ctg} \beta_{2cp} - \operatorname{ctg} \beta_{2cp} \frac{b_2}{b_1} + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(\frac{r_{1cp}^2}{r_{2cp}^2} - 1 \right) \pi \left(\frac{r_{2cp}}{D} \right)^2 \left(\frac{b_2}{D} \right) K_Q \right] \sin \beta_{2cp} \right\}^{326} \cdot \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\frac{b_2}{b_1}} \right), \quad (3.37)$$

де l – довжина скелетної лінії профілю в ґратах на середній поверхні обертання, а l_m – довжина її меридіональної проекції; r_1 і r_2 – радіуси точок пересічення середньої поверхні струму відповідно з вхідною і вихідною кромками; b_1 і b_2 – висота проточної частини відповідно на вході і виході з РК; β_{2cp} – кут потоку у відносному русі на виході з РК на середній поверхні струму.

В цьому випадку параметр I_{pk} характеризує розподіл швидкості за профілем середніх решіток РК. Формули (3.35), (3.36) і (3.37) виражають у формі алгебри залежність коефіцієнта опору тертя РК від геометричних і режимних параметрів. Розрахунок коефіцієнта втрат тертя при заданих геометричних параметрах РК і фіксованих значеннях режимних параметрів зводиться до послідовного визначення геометричних r_2 , δ_2, l_2 , $\frac{l}{t_2}$ і кінематичних C_{m2} , β_2 параметрів для кожної з елементарних решіток і визначенню усередненого значення $\bar{h}_{pkmp}$ для РК в цілому.

Кромкові втрати включають втрати, обумовлені відривним обтіканням кромки кінцевої товщини, і втрати, які мають місце при вирівнюванні в'язкого потоку за решітками. Відповідно до [115] втрати кромкові визначаються формулою

$$h_{p.kkp} = \zeta_{kp.p.k} \frac{W_2^2}{2g},$$

де $\zeta_{p.k.pk} = 0,2 \frac{\Delta_{kp}}{t_2 \sin \beta_2}$; $\Delta_{kp} = 2r_{2вх}$; $r_{2вх}$ – радіус скруглення вихідної кромки.

Усереднена величина кромкових втрат визначається залежністю

$$\bar{h}_{p.k.kp} = \int_Q^l \frac{0,2\Delta_{kp}}{t_2 \sin^3 \beta_2} \frac{B_2'^3}{2g} dQ.$$

Кінцеві втрати пов'язані з пограничним шаром на торцевих стінках. Розрахунок пограничного шару на торцевих стінках в робочому ко-лісі, що обертається, з врахуванням вторинних течій ускладнюється внаслідок наявності відцентрових і коріолісових сил, що змінюють епюру швидкостей в порівнянні з нерухомими ґратами.

Орієнтовно коефіцієнт опору кінцевих втрат може бути виражений через втрати тертя [96]

$$K_{pk.ku} = \frac{2t_{2cp}}{b_{2cp}} \xi_{pk.mp} \sin \tilde{\beta}_{2cp} \tilde{B}_2'^2,$$

де

$$\xi_{pk.mp} = \frac{1}{Q} \int \frac{Cl_{pk}l}{t_2 \sin \beta_2} dQ.$$

Ударні втрати, обумовлені відривом потоку при обтіканні вхідної кромки, виникають при розбіжності напрямку потоку у відносному русі на вхідній кромці з напрямом безударного обтікання. Формула втрат “на удар” має вигляд:

$$h_{pk.yd} = \frac{C_m^2}{2g} (ctg\beta_1 - ctg\beta_{bo})^2. \quad (3.38)$$

Для нескінченно густої лопатевої системи кут безударного обтікання β_{bo} дорівнює геометричному куту вхідного елемента лопаті в даній точці вхідної кромки $\beta_{1л}$. При кінцевому числі лопатей ці кути не рівні. Кут β_{bo} зазвичай менше $\beta_{1л}$, так що $\beta_{bo} = \beta_{1л} - \Delta\beta_{bo}$, де $\Delta\beta_{bo}$ – кут атаки при обтіканні вхідної кромки.

Кут $\beta_{\sigma o}$ слабо залежить від режиму роботи і його можна розглядати як характерний гідродинамічний параметр ґрат, не залежний від режиму обтікання. Для радіально-осьових гідротурбін величина $\Delta\beta_{\sigma o}$ може змінюватися в діапазоні $\Delta\beta_{\sigma o} = 5-20^\circ$ [100]. Поправочний коефіцієнт χ у формулі (3.38) по аналогії з відомими гідравлічними розрахунками втрат в дифузорах може бути названий коефіцієнтом пом'якшення. Для решіток осьових гідромашин $\chi = 0.3-0.5$, для густих ґрат радіально-осьових гідротурбін $\chi = 0.8-1$ [7].

Усереднена величина ударних втрат знаходиться по формулі

$$\bar{h}_{pk\ yd} = \frac{\chi}{Q} \int \frac{C_{1m}^2}{2g} (ctg\beta_1 - ctg\beta_{\sigma o}) dQ.$$

Коефіцієнт опору ударних втрат виражається залежністю:

$$Kh_{pk\ yd} = \frac{gh_{yd} D^4}{Q^1} = \int B_1^3 \left[\frac{r_1'}{B_1} K_Q - \frac{\Gamma_1 D}{Q} \frac{1}{r_1' B_1} - ctg\beta_{\sigma o} \right]^2 \pi r_1 \cos\delta_1 dl_1.$$

Після перетворень вираз для $K_{pk\ yd}$ може бути представлений у вигляді

$$Kh_{pk\ yd} = f_{1K} K_Q^3 + f_{2K} \left(\frac{\Gamma_1 D}{Q} \right)^2 - f_{3K} \left(\frac{\Gamma_1 D}{Q} \right) K_Q - f_{4K} K_Q - f_{5K} \frac{\Gamma_1 D}{Q} + f_{6K}, \quad (3.39)$$

$$\text{де } f_{1K} = \frac{\chi_{\sigma y}}{2} \int_{Q_1'} r_1'^2 B_1'^3 dQ_1'; \quad f_{2K} = \frac{\chi_{\sigma y}}{2} \int_{Q_1'} \frac{B_1'^3}{r_1'^2} K_{\Gamma_1} dQ_1';$$

$$f_{3K} = \chi_{\sigma y} \int_{Q_1'} B_1'^3 K_{\Gamma_1} dQ_1'; \quad f_{4K} = \chi_{\sigma y} \int_{Q_1'} r_1' B_1'^3 ctg\beta dQ_1';$$

$$f_{5K} = \frac{\chi_{\sigma y}}{2} \int_{Q_1'} \frac{B_1'^3}{r_1'} ctg\beta_{\sigma y} k_{\Gamma_1} dQ_1'; \quad f_{6K} = \frac{\chi_{\sigma y}}{2} \int_{Q_1'} B_1'^3 ctg^2\beta_{\sigma y} dQ_1'; \quad K_{\Gamma_1} = \frac{\Gamma_1}{\Gamma_1}.$$

Коефіцієнти f_{ik} у формулі (3.39) не залежать від режимних параметрів. Для побудови математичної моделі опору у відсмоктуючій трубі використовуємо схему розподілення втрат [4]:

де h_p – сума втрат внутрішніх, на виході і в коліні; h_u – циркуляційні втрати; h_{ov} – втрати від осьового вихору; h_{em} – вихрові втрати, обумовлені перерозподілом меридіональних швидкостей.

Аналіз, проведений в роботі [4] показав, що складова втрат h_{em} обумовлена перерозподілом меридіональних швидкостей, змінюється залежно від режиму роботи значно менше в порівнянні з циркуляційними втратами h_u і втратами від осьового вихору h_{ov} . Надалі величиною цієї складової будемо нехтуватимемо.

Сумарну величину втрат внутрішніх, на виході і в коліні можна вважати пропорційною квадрату витрати. Усереднена величина цих втрат визначається залежно від величини кінетичної енергії потоку у вхідному перетині відсмоктуючої труби (перетин 3-3 рис. 3.2)

$$\bar{h}_p = \frac{\chi_{omc}}{2gQ_Q} \int C_{3m}^2 dQ, \quad (3.40)$$

де C_{3m} – меридіональна швидкість в перерізі 3-3.

Орієнтуючись на дослідні дані [120], величину χ_{om} можна прийняти рівною 0.2. Враховуючи $C_{3m} = B_3(l)Q$, знаходимо з (2.40):

$$\bar{h}_p = \left[\frac{\chi_{omc}}{2g} \int_Q B_3^3(l) dQ \right] Q^2.$$

$$\text{Для коефіцієнта } K_{h_p} = \frac{g\bar{h}_p D^4}{Q^2}, \text{ отримаємо } K_{h_p} = \frac{\chi_{om}}{2} \int_Q B_3'^3 dQ',$$

$$\text{де } Q' = \frac{Q}{D^2}.$$

Для побудови залежності коефіцієнта циркуляційних втрат від геометричних і режимних параметрів виходитимемо з формули циркуляційних втрат:

$$\bar{h}_u = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ.$$

Після перетворень, отримаємо вираз $K_{h_u} = \frac{g\bar{h}_u D^4}{Q^2}$ в наступній формі:

$$K_{h_u} = C_2 K_Q^2 - C_1 K_Q + C_0,$$

де

$$C_2 = \frac{\pi^2}{8} \int_Q B_2 \left(\frac{r_a^2}{R^2} \right)^2 \frac{dQ}{r_2'};$$

$$C_1 = \frac{\pi}{2} \int_Q B_2^2 \frac{r_a^2}{R^2} \frac{ctg\beta_{02}}{r_a^2} dQ_2;$$

$$C_0 = \frac{1}{2} \int_Q B_2^3 ctg\beta_{02} dQ_2.$$

Залежності для коефіцієнта втрат від осьового вихору, що мають місце, коли циркуляція на втулці $(rC_{2u}) \neq 0$, знайдемо, використовуючи формулу Топажа Г.І. [7]:

$$h_{os} = \frac{(rC_u)_2^2}{2gR_3^2}.$$

Використовуючи $C_{2u_{em}} = C_{2m_{em}} ctg\alpha_{2em}$, $C_{2m} = B_2(l_{em})Q$, знаходимо

$$h_{os} = \frac{1}{2g} \frac{r_{2em}^2}{R_3^2} B_2^2(l_{em}) Q^2 ctg^2\alpha_{2em}.$$

Формула для $k_{os} = \frac{gh_{os} D^4}{Q^2}$ має вигляд:

$$K_{os} = \frac{1}{2} \frac{r_{2os}^2}{R_3^2} B_2'^2(l_{os}) \left[\frac{\pi}{2} \frac{r_{aos}^2}{R^2} \frac{1}{r_{2em}' B_{2em}'} K_Q - (ctg\beta_{02})_{em} \right]^2.$$

Повна ММ опору проточній частині включає залежності коефіцієнтів опорів підведення і описаних вище РК і ВТ. Підставляючи у формулу для сумарного коефіцієнта проточної частини

$$K_h = K_{h_n} + K_{h_{p.k.}} + K_{h_{om}}$$

розгорнуті вирази коефіцієнтів опорів в окремих її елементах знаходимо:

$$\begin{aligned}
K_h = & K_{h_n} + \int_Q \frac{CI_{p.k.} B_2'^3}{\sin^3 \beta_2 g} dQ_2' + \int_Q \frac{\Delta_{kp}}{t_2 \sin^3 \beta_2 2g} dQ + \frac{2t_{2cp}}{b_{2cp}} \tilde{\xi}_{p.k.тр} \sin \tilde{\beta}_{2cp} \bar{B}_2'^2 + f_{1pk} K_Q^3 \\
& + f_{2pk} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} \right)^2 - f_{3pk} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} \right) K_Q - f_{4pk} K_Q - f_{5pk} \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + f_{6pk} + \frac{\chi_{omc}}{2} \int_Q B_3'^3 dQ + C_2 K_Q^2 \\
& - C_1 K_Q + C_0 + \frac{1}{2} \frac{r_{2gm}^2}{R_3^2} B_2'^2 (l_{gm}) \left[\frac{\pi}{2} \frac{r_{a gm}^2}{R^2} \frac{1}{r_{2gm}'} K_Q - ctg \beta_{02} \right].
\end{aligned} \quad (3.41)$$

3.3. Опис робочого процесу за допомогою усереднених параметрів

Потік в кожному з характерних перетинів проточної частини може бути охарактеризований за допомогою інтегральних параметрів. В якості яких можуть бути прийняті витрата, момент кількості руху і потужність:

$$Q = \int_{\sigma} C_n \delta \sigma = \int_{\sigma} C_m \cos \delta d\sigma; \quad (3.42)$$

$$M = \int_{\sigma} \rho r C_u C_m \cos \delta d\sigma = \int_{\sigma} \rho r C_u dQ; \quad (3.43)$$

$$N = \int_Q H dQ = \int_{\sigma} \left(\frac{p}{g\rho} + z + \frac{C^2}{2g} \right) C_m \cos \delta d\sigma. \quad (3.44)$$

У формулах (3.42, 3.43, 3.44) використані позначення: σ – поверхня перетину потоку; C_m і C_u – відповідно меридіональна і окружна складова абсолютної швидкості в даній точці перетину потоку (рис. 3.3); C_n – проекція абсолютної швидкості на напрям нормалі до поверхні в даній крапці; r – радіус крапки, в якій розглядаються параметри потоку; n – нормаль до поверхні; δ – кут між швидкостями C_n і C_m ; p – тиск в даній крапці поверхні; H – повна енергія одиниці ваги рідини.

Усереднені кінематичні параметри потоку виражаються залежно від розглянутих інтегральних параметрів. Приведемо формули для усереднених кінематичних параметрів (швидкостей і кутів потоку) в характерних поперечних перетинах проточної частини [11-12]. Формули для усереднених значень меридіональної і окружних складових швидкості

отримаємо виходячи з рівності витрати і моменту кількості руху дійсного і усередненого потоків.

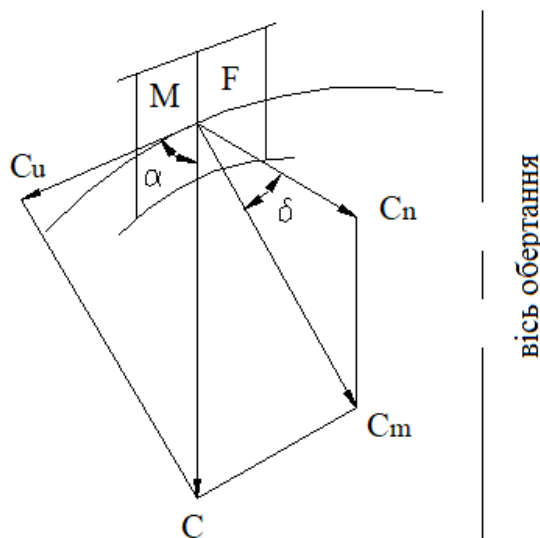


Рисунок 3.3 – Кінематичні параметри потоку в точці поверхні обертання

Величина усередненої (по витраті) циркуляції в даному перетині дорівнює:

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{Q} \int 2\pi r C_u dQ = 2\pi \overline{(r C_u)} = \frac{2\pi}{\rho} \cdot \frac{M}{Q}. \quad (3.45)$$

Усереднений кут закручування потоку в даному перетині:

$$\bar{\Gamma} = \frac{1}{Q} \int 2\pi r C_u dQ = 2\pi \overline{(r C_u)} = \frac{2\pi}{\rho} \cdot \frac{M}{Q}. \quad (3.46)$$

Кінематика потоку в кожному з даних перетинів описується за допомогою усереднених параметрів C_m і Γ , які з допомогою (3.45) виражаються через інтегральні параметри потоку M і Q .

Слід зазначити, що приведені формули для усереднених швидкостей і кутів потоку справедливі як для безвідриного потоку, так і за наявності відричних зон в даному перетині. У тому випадку, коли рідиною зайнята лише частина перетину, інтеграція у формулах для усереднених швидкостей і кутів повинна проводитися на зайнятих рідиною ділянках.

Усереднені параметри потоку у відносному русі знаходяться по відповідних інтегральних параметрах:

$$Q \int_{\sigma_{1,2}} W_n d\sigma, M_{1,2}^0 = \int_{\sigma_{1,2}} r W_u \rho W_n \cos \delta d\sigma,$$

де M – момент кількості руху потоку у відносній течії відносно осі решітки; W_u, W_n – проекції відносної швидкості перебігу на напрям дотичної і нормалі до поверхонь σ_1 і σ_2 .

Рівняння зв'язку усереднених кутів потоку в абсолютному і відносному русі для даного перетину вийде в наступному вигляді:

$$\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2} = \left(\frac{\overline{r_{1,2}}}{R} \right)^2 \frac{\pi}{2} S_{1,2} K_Q - \operatorname{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}, \quad (3.47)$$

Перетворюючи (3.47), отримуємо рівняння зв'язку коефіцієнтів циркуляцій:

$$\frac{\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}} = \frac{\pi}{2} \cdot \overline{r_{1,2}^2} K_Q - \frac{\operatorname{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}},$$

де

$$\frac{\overline{\Gamma}_{1,2} D}{Q} = \frac{\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}} \text{ і } \frac{\overline{\Gamma}_{W_{1,2}} D}{Q} = \frac{\operatorname{ctg} \tilde{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}}$$

коефіцієнти циркуляції відповідно в абсолютному і відносному русі.

Введені вище усереднені параметри описують кінематику потоку в характерних перетинах проточної частини. Для характеристики енергетичного стану потоку вводиться поняття усередненого натиску в даному перетині. Усереднений натиск (питома енергія потоку, віднесена до одиниці ваги) в даному перетині знаходиться з умови рівності потужностей дійсного потоку з нерівномірним по перетину розподілом енергії і умовного – з рівномірним її розподілом:

$$N = \rho g Q \overline{H} = \int_{\sigma} \rho g H dQ, \quad (3.48)$$

де $H = \frac{p}{g\rho} + Z + \frac{C^2}{2g}$ – повний напор в даній точці потоку.

З (3.48) слідує вираз для усередненого повного натиску в даному перетині потоку:

$$\bar{H} = \frac{N}{\rho g Q} = \frac{1}{Q} \int H dQ = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{p}{g\rho} + Z + \frac{C^2}{2g} \right) dQ.$$

Таким чином, в кожному з даних перетинів проточної частини потік описується за допомогою усереднених кінематичних параметрів. Ці параметри при збереженні частоти обертання гідротурбіни не залежать від часу. Енергетичне полягання потоку в даному перетині характеризується величиною усередненого напору (питомій енергії), яка також не залежить від часу. Доцільність введення усереднених параметрів обґрунтовується тим, що саме залежно від них визначаються основні параметри, що характеризують роботу гідротурбіни. Так, напір турбіни визначається як різницю напорів у вхідному *I-I* і вихідному *II-II* перетинах гідротурбіни:

$$H = \bar{H}_I - \bar{H}_{II},$$

де

$$\bar{H}_{I,II} = \frac{1}{Q_{\sigma_{I,II}}} \int H dQ$$

- повні усереднені натиски у вхідному і вихідному перетинах гідротурбіни. По усереднених значеннях циркуляції у вхідному і вихідному перетинах в РК знаходиться величина гідравлічного моменту відносно осі гідротурбіни:

$$M_r = \frac{Q\rho}{2\pi} (\bar{\Gamma}_1 - \bar{\Gamma}_2).$$

Використовуючи (3.46), отримуємо вираз гідравлічного моменту через усереднені кути закручування потоку:

$$M_r = \left(\frac{ctg \tilde{\alpha}_1}{b_1} - \frac{ctg \tilde{\alpha}_2}{b_2} \right) \frac{Q^2 \rho}{2\pi}.$$

Втрати енергії в окремих елементах проточної частини визначаються як різниця повних усереднених напорів у вхідному і вихідному перетинах.

Розрахунок усереднених кінематичних параметрів в характерних перетинах проточної частини гідротурбіни заснований на використанні рівняння кінематичного зв'язку для просторових ґрат, що обертаються. Зв'язок усереднених циркуляцій перед і за просторовими ґратами, що обертаються, встановлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку (рівняння С.С. Руднева) [13]:

$$\bar{\Gamma}_2 = k\bar{\Gamma}_1 - (1-k)i_0Q + (1-k)2\pi R_a^2\omega.$$

У цьому рівнянні використані позначення:

k, i_0, R_a – параметри просторової решітки, що незалежні від режиму роботи; k – коефіцієнт прозорості решітки; i_0 – параметр, що характеризує такий напрям потоку, при якому гідравлічний момент на решітці дорівнює 0; R_a – активний радіус просторової решітки.

Від рівняння зв'язку циркуляцій можна перейти до рівняння зв'язку без-розмірних кінематичних комплексів перед решіткою і за нею:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 k_a, \quad (3.49)$$

де $\mu = iD$; $\Lambda = \frac{R_a}{R}$ – безрозмірний активний радіус решітки.

Параметр μ виражається через усереднені кути відносного потоку β_{01} і β_{02} , відповідні нульовому моменту на ґратах

$$\mu = \frac{ctg\tilde{\beta}_{01}}{S_1} = \frac{ctg\tilde{\beta}_{02}}{S_2}.$$

Враховуючи раніше отримані співвідношення (3.48) представимо рівняння (3.49) у вигляді:

$$\frac{ctg\tilde{\alpha}_2}{S_2} = k \frac{ctg\tilde{\alpha}_1}{S_1} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 k_Q. \quad (3.50)$$

Від рівняння безрозмірних комплексів в абсолютному русі перейдемо до зв'язку безрозмірних комплексів у відносному русі:

$$\frac{ctg\tilde{\alpha}_2}{S_2} = k \frac{ctg\tilde{\alpha}_1}{S_1} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 k_Q, \quad (3.51)$$

де

$$\overline{r_{1,2R}^2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_{1,2}}{R} \right)^2 dQ.$$

Рівняння (3.50) і (3.51) є основою для розрахунку усереднених параметрів потоку за просторовими решітками РК, що обертаються, як в абсолютному, так і у відносному русі. Від цих рівнянь можна перейти до рівнянь зв'язку для кутів потоку в абсолютному і відносному русі:

$$ctg\tilde{\alpha}_2 = k \frac{S_2}{S_1} ctg\tilde{\alpha}_1 - (1-k)S_2\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 S_2 k_Q; \quad (3.52)$$

$$ctg\tilde{\beta}_2 = k \frac{S_2}{S_1} ctg\tilde{\beta}_1 + (1-k)S_2\mu - (1-k)\left(\Lambda^2 - \frac{\overline{r_{2R}^2} - k\overline{r_{1R}^2}}{1-k}\right)\frac{\pi}{2}S_2 k_Q. \quad (3.53)$$

Під безрозмірною теоретичною характеристикою РК при $a_0 = \text{const}$ ($\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} = \text{const}$) розуміється залежність коефіцієнта теоретичного натиску K_{HT} від безрозмірних геометричних і режимних параметрів. Для фіксованого ряду значень $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} = \text{const}$ знаходиться сімейство кривих, що характеризують поведінку K_{HT} при різних відкриттях НА.

З виразу для теоретичного напору гідротурбіни

$$H_T = \frac{(\overline{\Gamma_1} - \overline{\Gamma_2})\omega}{2g\pi}$$

можна отримати наступне представлення коефіцієнта теоретичного напору:

$$K_{HT} = \frac{gH_T D^4}{Q^2} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} - \frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q} \right) \frac{\omega D^3}{Q}.$$

Використовуючи рівняння зв'язку безрозмірних комплексів (3.49), отримаємо рівняння безрозмірної теоретичної характеристики у вигляді:

$$K_{HT} = \frac{(1-K)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q} \right) \frac{\omega D^3}{Q}, \quad (3.54)$$

що встановлює для даного $a_0 = \text{const}$ зв'язок коефіцієнта K_{HT} з гідродинамічними параметрами K , μ , Λ і режимним параметром k_Q . Щоб встановити залежність K_{HT} від геометричних параметрів, необхідно знайти зв'язок гідродинамічних параметрів решітки РК з її геометричними параметрами.

Розглянемо побудову математичної моделі опору, заснованої на вживанні інтегральних параметрів потоку. Використання такої моделі доцільне на початковій стадії проектування (при виборі вихідних параметрів, недостатньо повній інформації про геометрію лопатевих систем).

Для спрощення функціональних залежностей коефіцієнтів опору, застосуємо як аргументи цих залежностей усереднені параметри потоку в характерних перетинах проточної частини, розглянуті раніше.

Втрати енергії в робочих органах можуть бути виражені через усереднені швидкості потоку в характерних перетинах, а коефіцієнт опорів в них – через відповідні усереднені кути потоку.

Приведемо остаточні формули для розрахунку коефіцієнтів опору в РК і ВТ гідротурбіни:

коефіцієнт опору тертя:

$$k_{pkmp} = \frac{\bar{\zeta}_{pkmp}}{2} \frac{(1 + \text{ctg}^2 \tilde{\beta}_2)}{F_2'^2 \cos^2 \delta_2} = \frac{\bar{\zeta}_{pkmp} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2)}{8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2}, \quad (3.55)$$

коефіцієнт кромкових втрат:

$$k_{pkkp} = \frac{\bar{\zeta}_{pkkp}}{2} \frac{(1 + \text{ctg}^2 \tilde{\beta}_2)}{F_2'^2 \cos^2 \delta_2} = \frac{\bar{\zeta}_{pkkp} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2)}{8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2}, \quad (3.56)$$

коефіцієнт ударних втрат:

$$k_{pkud} = \frac{\chi (ctg\tilde{\beta}_1 + ctg\tilde{\beta}_{\tilde{\beta}.o})^2}{2F_2'^2 \cos^2 \delta_2} = \frac{\chi (ctg\tilde{\beta}_1 + ctg\tilde{\beta}_{\tilde{\beta}.o})^2}{8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2}; \quad (3.57)$$

коефіцієнт кінцевих втрат:

$$k_{pkkc} = \frac{\bar{\zeta}_{pkkc} (1 + ctg^2 \tilde{\beta}_2)}{2 F_2'^2 \cos^2 \delta_2} = \frac{\bar{\zeta}_{pkkc} (1 + ctg^2 \tilde{\beta}_2)}{8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2}, \quad (2.58)$$

де $ctg\tilde{\beta}_2$ визначається по рівнянню кінематичного зв'язку (3.53); коефіцієнт опору внутрішніх втрат в ВТ:

$$k_{отв} = \frac{8\chi_{отв}}{\pi^2 \left(\frac{D_3}{D} \right)^4}, \quad (3.59)$$

де $\chi_{отв} = 0.2-0.3$. за дослідними даними;

коефіцієнт опору циркуляційних втрат в ВТ:

$$k_{ому} = \frac{ctg^2 \tilde{\alpha}_2}{8\pi^2 S_2^2 \tilde{r}_2'^2}; \quad (3.60)$$

коефіцієнт опору від осьового вихора в ВТ:

$$k_{ов} = \frac{8ctg^2 \tilde{\alpha}_{2вм} r_{2вм}^2}{\pi^2 \left(\frac{D_3}{D} \right)^4 R_3^2}. \quad (3.61)$$

Математичну модель опору проточної частини для моделі робочого процесу, описаного за допомогою безрозмірних усереднених параметрів, представимо у вигляді:

$$k_h = k_{hn} + \frac{(1 + ctg^2 \tilde{\beta}_2)}{8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2} \left[\bar{\zeta}_{pkmp} + \bar{\zeta}_{pkkp} + \frac{\chi 8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2 (ctg\tilde{\beta}_1 - ctg\tilde{\beta}_{\tilde{\beta}.o})^2}{(1 + ctg^2 \tilde{\beta}_2) 8\pi^2 \tilde{r}_2'^2 S_2^2} + \bar{\zeta}_{pkku} \right] + \\ + \frac{8\chi_{отв}}{\pi^2 \left(\frac{D_3}{D} \right)^4} + \frac{ctg^2 \tilde{\alpha}_2}{8\pi^2 S_2^2 \tilde{r}_2'^2} + \frac{8ctg^2 \alpha_{2вм} r_{2вм}^2}{\pi^2 \left(\frac{D_3}{D} \right)^4 R_3^2}. \quad (3.62)$$

Блок-схема математичного опису робочого процесу гідротурбіни, викладеного вище, представлена на рис. 3.4. Для кінематичного опису взаємодії елементів проточної частини з потоком застосовується комплекс взаємозв'язаних кінематичних моделей $C_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q$; $C_{2m} = B_2(l)Q$; $C_{2m} = B_2Q$. На підставі запропонованого комплексу моделей кінематичного опису будуються ММ опору елементів ПЧ, які використовуються для чисельного дослідження енергетичних показників гідротурбін.

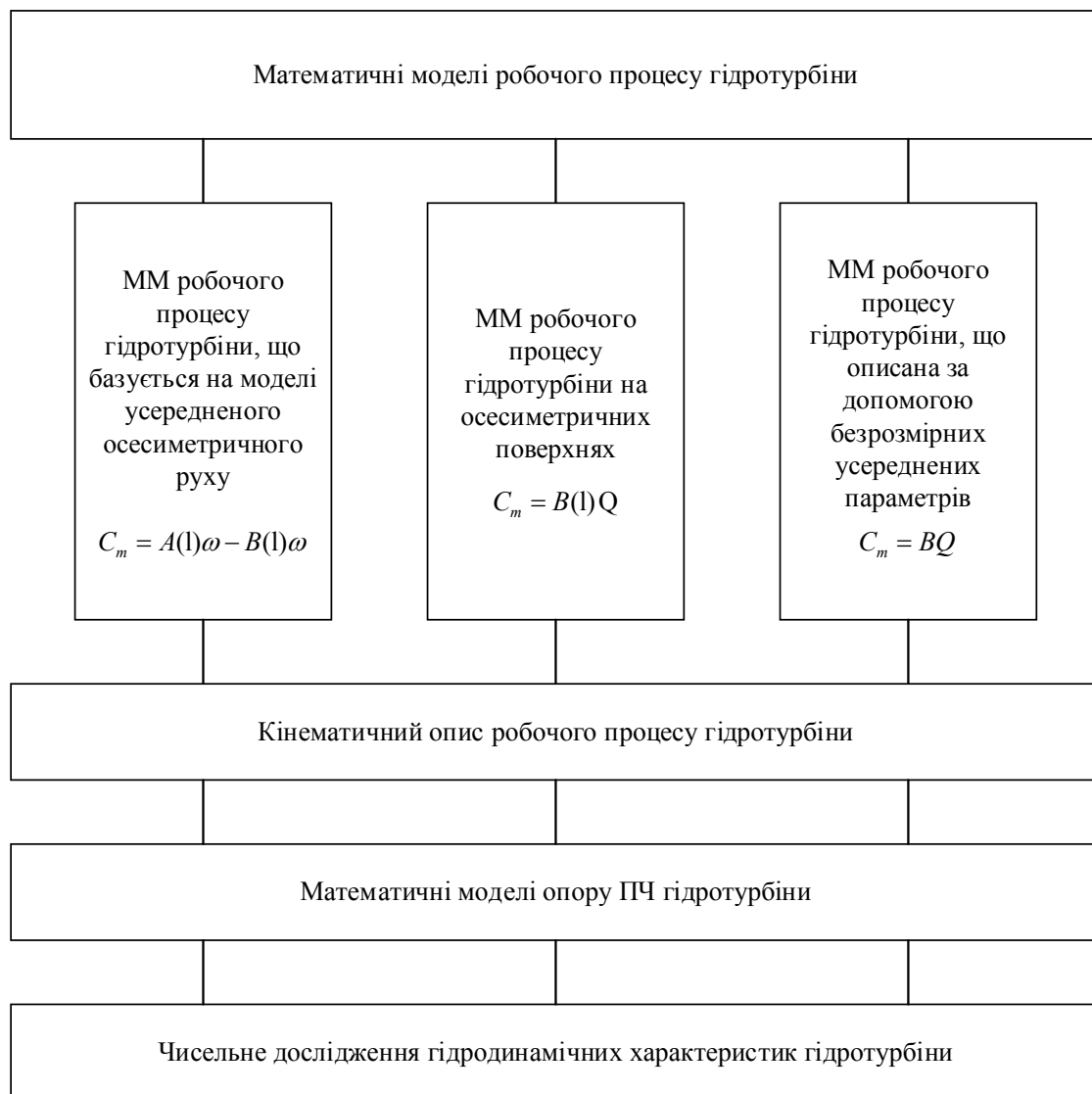


Рисунок 3.4 – Блок-схема математичного опису робочого процесу гідротурбіни

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Для чисельного дослідження впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики гідротурбіни доцільне використання багаторівневого опису робочого процесу побудованого відповідно до принципів блоково-ієрархічного підходу, у вигляді системи взаємозв'язаних математичних моделей.

2. Перевагою багаторівневого опису робочого процесу гідротурбіни є:

- можливість чисельного моделювання гідродинамічних і енергетичних характеристик проточної частини гідротурбіни на різних рівнях відповідно до стадії розробки проекту;

- можливість систематичного, у міру накопичення дослідних і розрахункових даних, вдосконалення опису окремих елементів без переділу всій ММ робочого процесу в цілому.

3. Опис робочого процесу у вигляді системи взаємозв'язаних моделей розкриває можливість вживання методів оптимізації для вирішення завдань гідродинамічного розрахунку і аналізу на різних стадіях проектування ПЧ гідротурбін.

4. Найважливішою складовою математичного опису є модель опору ПЧ – залежність коефіцієнта опору від геометричних і режимних параметрів. Представлення коефіцієнта опору у вигляді суми коефіцієнтів втрат (тертя, ударних, кромкових і ін.) дає можливість аналізувати і оптимізувати кожну із складових втрат.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Жарковский А.А. Основы САПР лопастных гидромашин: Учебное пособие. – Л.: ЛПИ, -1989. – 92 с.
2. Колычев В.А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины // Гидравлические машины, – 1992. – Вып.26. – С. 3–19.
3. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Разработка и опыт применения кинематических моделей потока при проектировании проточной части гидротурбины. // Труды международной научно-технической конференции “Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье” Ч.2. – Харьков, Мишкольц, Магдебург: Харьк. гос. политехн. ун-т, Мишкольц. ун-т, Магдебург. ун-т, – 1997. – С.95-98.
4. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
5. Викторов Г.В. Решение осесимметричной задачи для произвольного вихревого течения жидкости методом интегральных уравнений // Тр. МЭИ. – 1972, – Вып. 132. – С.80-90.
6. Колычев В.А., Быкова Н.А. “Расчет и исследование теоретических характеристик пространственной решетки рабочего колеса высоконапорной обратимой гидромашин” // Пробл. машиностроения. - Вып.23. – Харьков: – 1985. – С.95-102.
7. Топаж Г.И. “Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин”. – Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1989. – 208с.
8. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М.: Физматгиз, 1962. – 512 с.
9. Викторов Г.В. Гидродинамическая теория решеток. М: Высшая школа, 1969. – 368 с.

10. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально – осевые турбины малой мощности. М.: 1976. – 208с.

11. Колычев В.А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: Уч. пособие. – Киев: ИСМО, – 1995. – 272с.

12. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Расчет кинематических и энергетических характеристик гидротурбины / Харьк. гос. политехн. ун-т. – Харьков, 1996. – 51с – Рус. – Деп. в ГНТБ Украины 04.11.96, № 2157 – Ук 96.

13. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток: Учеб. Пособие по курсу «Лопастные насосы». – М., – 1976. – 61 с.

РОЗДІЛ 4. МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВОДУ НА ЙОГО ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

4.1. Кінематичні характеристики потоку в підвідних елементах проточної частини гідротурбіни

4.1.1. Енергетичні характеристики гідротурбіни істотно залежать від форми руху рідини перед робочим колесом. Підведення повинне забезпечити осьосиметричне поле швидкостей перед робочим колесом, що необхідне для реалізації моделі відносного сталого руху рідини в РК, використовуваною при проектуванні ПЧ.

Потік, що формується спіральною камерою і статором, має складний просторовий характер. Дослідні дослідження в мірних перетинах підвода гідротурбіни (рис. 4.1) показують, що потік в перетині перед НА може мати істотну крокову нерівномірність.

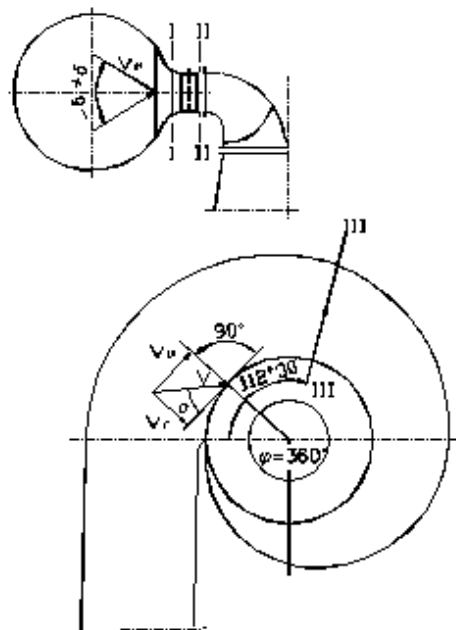


Рисунок 4.1 – Схема розташування мірних перетинів в підвідній частині гідротурбіни

Порушення осьової симетрії в перетині перед НА має місце при вживанні спіральних камер з неповним (малим) кутом обхвату [1]. Це порушення викликане тим, що частина лопаток НА обтикається потоком із спіральної камери, тоді як інша частина лопаток обтикається потоком, що поступає безпосередньо з відкритої частини камери (рис. 4.2). Вказана нерівномірність в окружному напрямі зберігається і в перетині за НА. Відсутність осьової симетрії потоку перед НА може бути джерелом асиметрії потоку і в області РК, що пов'язане з появою поперечних сил, що діють на ротор гідротурбіни.

Слід зупинитися на нерівномірності розподілу кінематичних параметрів на вході в НА по висоті лопаток. Експериментальні дослідження [1-4] показують значну нерівномірність в розподіленні радіальною і окружною складових швидкості (рис. 4.3). При цьому графік радіальних швидкостей має характер увігнутої кривої, а графік розподілу окружної складової – опуклий для тихохідних гідротурбін.

Таким чином, дослідні дослідження доводять, що потік в перетині перед НА має крокову нерівномірність, тобто є не осьосиметричним.

Дана ситуація характерна для гідротурбін осьового типу і радіально-осьових гідротурбін на невеликі напори 45-75 м, в яких застосовуються спіральні камери з неповним кутом обхвату.

Для високонапірних гідротурбін (PO310, PO400, PO500) застосовуються спіральні камери з великими кутами обхвату $\varphi = 345^\circ\text{-}360^\circ$, що сприяє більш рівномірному розподілу швидкостей в окружному напрямі. Проте структура потоку в зоні спіральної камери, статора і направляючого апарату істотно ускладнюються у зв'язку з виникненням вторинних течій.

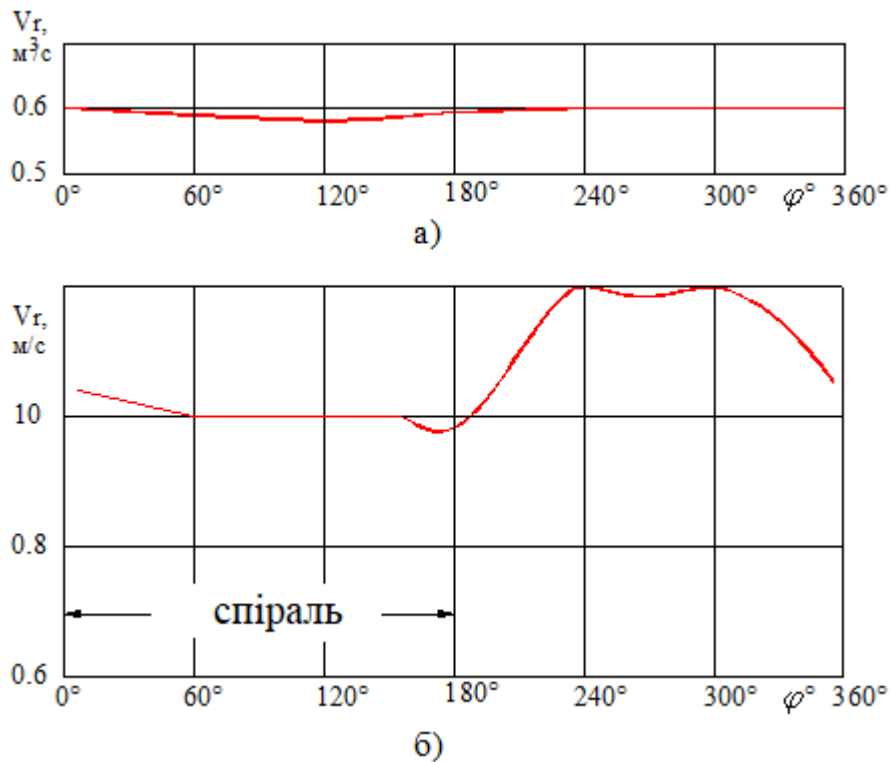


Рисунок 4.2 – Розподіл радіальної складової швидкості по периметру статора в перетині I-I: а) спіральна камера з кутом обхвату $\varphi=345^\circ$; б) спіральна камера з кутом обхвату $\varphi=180^\circ$.

4.1.2. Вторинні вихрові рухи мають місце в тракті, що підводить, з малою висотою направляючого апарату, що характерний для високонапірних гідротурбін. В цьому випадку витратна складова швидкості V_r мала в порівнянні з окружною V_u . Окружна складова швидкості, що визначає напрям основного потоку, змінює свій напрям в підводі, між вхідним перетином в спіральну камеру і перетином потоку за НА.

Як показують виміри потоку [3, 5] в центральній частині перетину спіральної камери (рис. 4.1, перетин – *III-III*, розташоване під кутом $\varphi=112^\circ30'$ до вхідного перетину), рідина рухається в радіальному напрямі від осі обертання турбіни. У периферійної ж області рідина рухається у напрямку до осі обертання. Таким чином, в спіральній камері високонапірної гідротурбіни з малою відносною висотою НА в площині, перпендикулярної основному потоку, виникають вторинні течії (парний

вихор). Як відомо, явище парного вихору має місце при русі в'язкої рідини у викривленому каналі.

Вторинний вихровий рух, що виникає в спіральній камері, істотним чином впливає на потік в каналах направляючого апарату і робочого колеса. У міжлопатевих каналах НА виникають вторинні течії в зоні верхнього і нижнього кілець. Виникнення парного вихору приводить, таким чином, до обтікання лопаток статора, направляючого апарату із змінним по висоті проточної частини кутом натікання.

В результаті впливу парного вихору дослідні графіки меридіональною і окружною складових швидкості і кута потоку α_0 в перетині за НА (для зручності параметрам потоку в перетині II-II (рис. 4.1) привласнимо індекс 0) приймають специфічний характер (рис. 4.4), що істотно відрізняється від розподілу відповідних параметрів [3] в турбінах середньої і високої швидкохідності (рис. 4.5).

Відзначимо, що приведена вихрова структура потоку в підводі характерна для високонапірних гідротурбін з малою відносною висотою НА.

4.1.3. Потік за НА має складний просторовий характер. При профілізації лопатевої системи геометрія вхідної частини лопаті має бути погоджена з розподілом швидкостей на вході в робоче колесо. При проведенні перевірного розрахунку (на режимах, відмінних від оптимального) дані розподіли швидкостей у вхідному перетині використовуються для розрахунку втрат, що враховують відрив потоку на нерозрахункових режимах.

Розподіл швидкостей за лопатками НА необхідно знати для розрахунку втрат енергії (тертя, кромка, вторинних) в ній.

Структура потоку в області за лопатками НА залежить від форми порожнини в зазорі між лопатевими системами направляючого апарату і

робочого колеса. У даній області потік можна вважати осьосиметричним і виходити при його аналізі з моделі усередненого осьосиметричного руху.

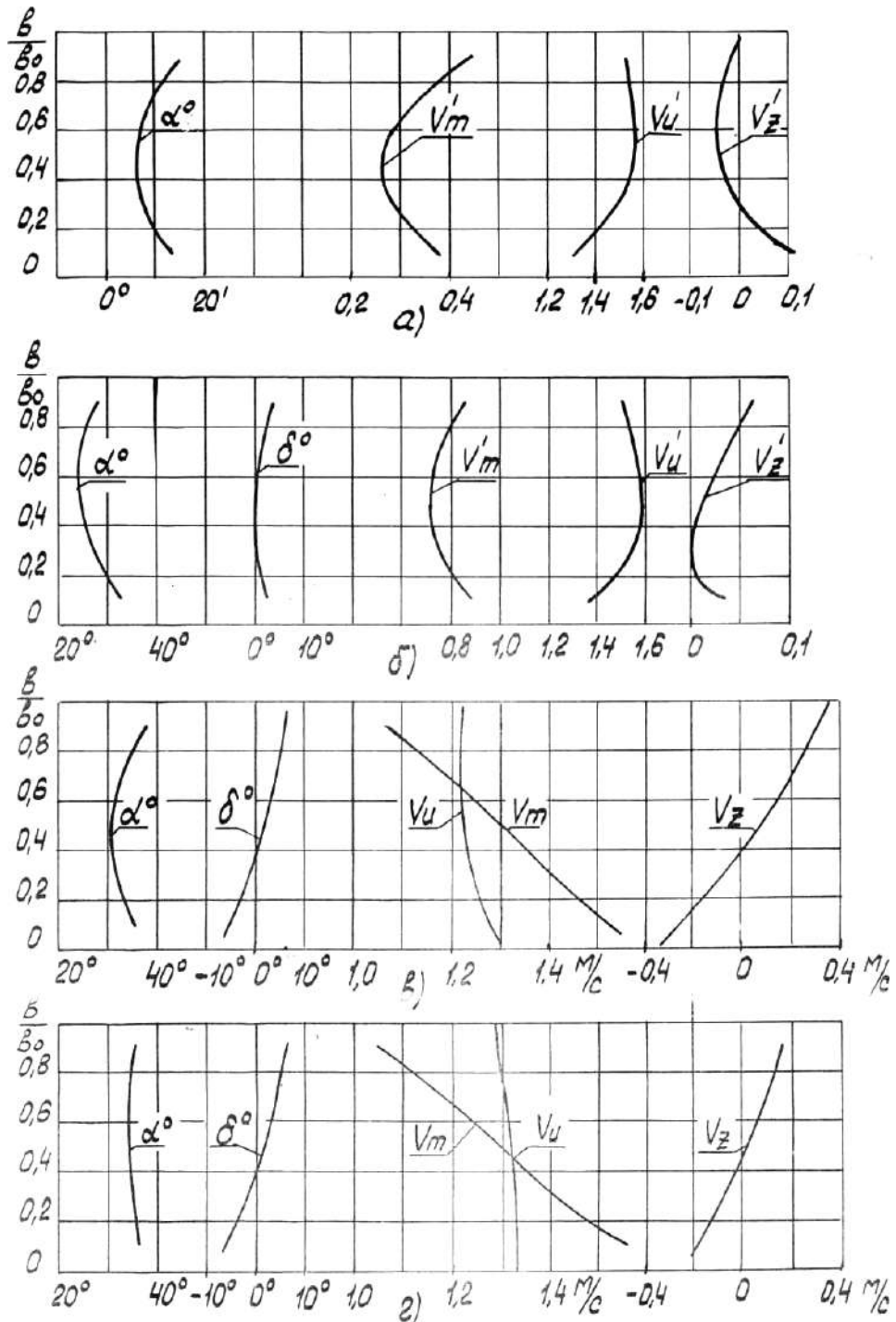


Рисунок 4.3 – Кінематичні параметри потоку в перетині I-I а) PO500; б) PO230; в, г) за даними [1] для спіральних камер круглого і таврового поперечних перетинів

Для аналізу зміни меридіональної складової і циркуляції по висоті направляючої лопатки (залежно від відкриття використовується рівняння меридіональної швидкості, записане для кривої l лінії, що збігається з вихідною кромкою лопатки) [6]

$$\frac{dC_m}{dl} + M(l)C_m = N(l), \quad (4.1)$$

де

$$M(l) = -K_1 \cos \delta + \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{r} \right) \sin \delta;$$

$$N(l) = 2\pi r \left[\frac{rC_u}{r^2} \frac{drC_u}{d\psi} - \frac{dG_{bx}(\psi)}{d\psi} + \frac{dh(\psi)}{d\psi} \right] \cos \delta.$$

У даному випадку вихідні кромки НА розташовані в меридіональній площині $\varphi = \text{const}$. Окружна складова швидкості C_u пов'язана з кутом виходу потоку α_0 на даній поверхні струму співвідношенням.

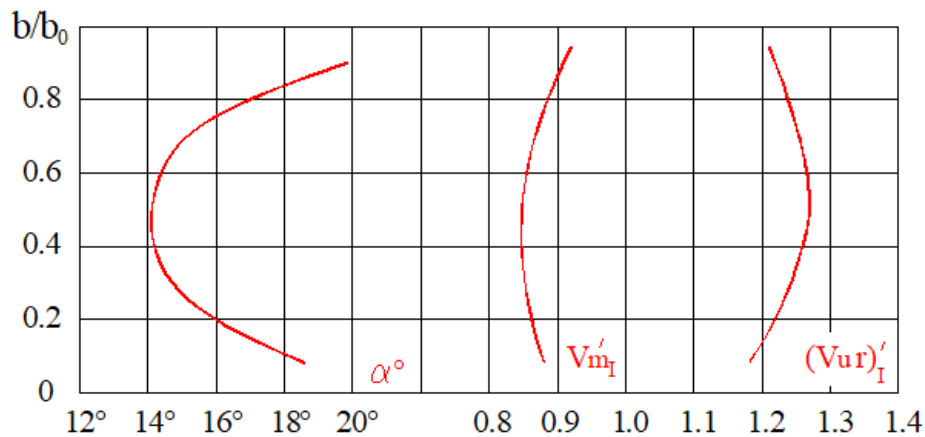


Рисунок 4.4 – Структура потоку за НА в перетині II-II підвідній частини гідротурбіни РО500 при оптимальному режимі роботи: $a_0 = 19$ мм; $Q'_I = 0.220$ м³/с; $n'_I = 60$ мин⁻¹

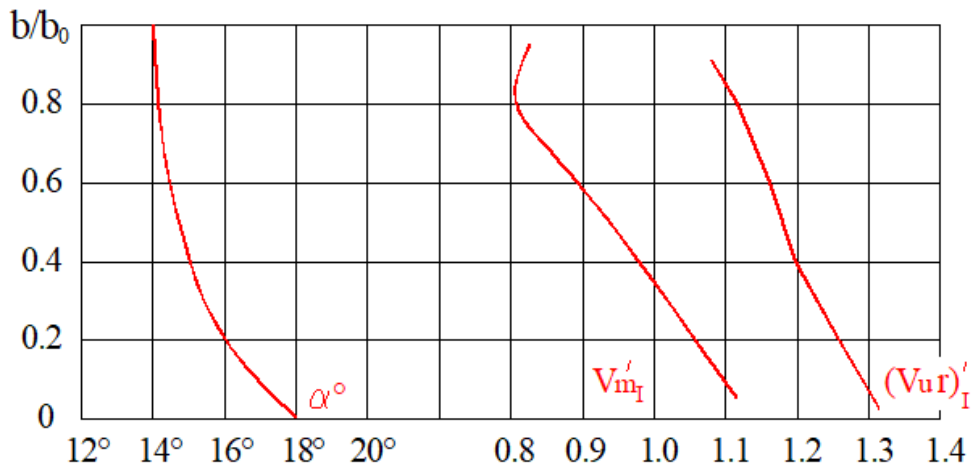


Рисунок 4.5 – Структура потоку за НА в перетині II-II підвідної частини гідротурбіни РО45 при оптимальному режимі роботи: $a_0=28$ мм; $Q'_I = 1.250$ м³/с; $n'_I = 88$ мин⁻¹

У припущенні незмінності енергії на вході G_{bx} і втрат на різних поверхнях струму, рівняння (4.1) для вихідних кромek лопаток НА набирає вигляду:

$$\frac{dC_m}{dl} + M_{на}(l)C_m = -ctg^2\alpha_0 \frac{dC_m}{dl} + \frac{ctg\alpha_0}{\sin^2\alpha_0} \frac{d\alpha_0}{dl} C_m. \quad (4.2)$$

У припущенні незмінності кута α_0 по висоті лопатки, рівняння може бути представлене у вигляді:

$$\frac{dC_m}{dl} + M_{на}(l)\sin^2\alpha_0 C_m,$$

де

$$M_{на}(l) = -\frac{K_1}{\cos\delta} + \frac{\sin\gamma}{r} \sin\delta + \frac{d\gamma}{dl} tg\delta.$$

Вирішення рівняння має вигляд [120]:

$$C_m = -B_{на}(l, \alpha_0) Q, \quad (4.3)$$

де

$$B_{на}(l, \alpha_0) = \frac{[L_2(l)]^{\sin^2 \alpha_0}}{2\pi \int_0^l [L_2(l)]^{\sin^2 \alpha_0} \cos \delta dl} \quad (4.4)$$

Формули (4.3, 4.4) дають можливість виявити якісні закономірності в зміні розподілу меридіональної складової швидкості і циркуляції вздовж вихідної кромки.

Аналіз формули (4.4) показує, що зі зменшенням відкриття НА збільшується завихореність меридіонального потоку за НА. При повністю відкритому НА $\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$ (випадок радіального розташування лопаток) формула (4.4) збігається з формулою меридіональної швидкості потенційного потоку. При зменшенні відкриття НА кут α_0 зменшується в зв'язку, з чим зростає завихореність меридіонального потоку.

В разі малих відкритті НА величина α_0 мала і відповідно до (4.3) і (4.4) меридіональний потік близький до рівношвидкісного:

$$C_m = \frac{Q}{2\pi r b}.$$

Гradient меридіональної швидкості $\frac{dC_m}{dl}$ збільшується при збільшенні відкриття.

При великих відкриттях $\frac{dC_m}{dl}$ наближається до значення цієї величини в потенційному потоці. Gradient $\frac{dC_m}{dl}$ залежить також від меридіонального контура нижнього кільця НА, збільшуючись при зменшенні радіусу повороту.

Підставляючи значення C_m у формулу циркуляції, знаходимо:

$$\Gamma_0 = 2\pi r C_{u_0} = -2\pi r C_m \operatorname{ctg} \alpha_0 = 2\pi r B_{на}(l, \alpha_0) \operatorname{ctg} \alpha_0 Q. \quad (4.5)$$

З (4.5) витікає, що gradient циркуляції зростає із збільшенням відкриття.

Віднесені до витрати $Q=1 \frac{m^3}{c}$ розподіли меридіональної швидкості і циркуляції по висоті направляючої лопатки є функціями відкриття НА:

$$\frac{C_m}{Q} = -B_{на}(l, \alpha_0); \quad \frac{\Gamma_0}{Q} = 2\pi r_0 B_{на}(l, \alpha_0) \operatorname{ctg} \alpha_0.$$

Переходячи до безрозмірних величин, знайдемо:

$$\frac{C_{0m} D_1^2}{Q} = \frac{C_{0m1}}{Q_1} = B_{на}(l, \alpha_0);$$

$$\frac{\Gamma_0 D_1}{Q} = \frac{\Gamma_{01}}{Q_1} = 2\pi \left(\frac{r_0}{D_1} \right) B_{на}(l, \alpha_0) \operatorname{ctg} \alpha_0.$$

Таким чином, у тому випадку, коли вихідні кромки лопаток потрапляють в зону повороту лопаток (турбіни середньої і високої швидкохідності), збільшення відкриття НА супроводжується зростанням нерівномірності розподілу меридіональної складової швидкості і циркуляції по висоті лопатки.

Розглянемо особливості структури потоку в околиці вихідних кромek направляючих лопаток високонапірної гідротурбіни (PO500). Не дивлячись на те, що в цьому випадку вихідна кромка досить віддалена від повороту потоку, має місце нерівномірний розподіл меридіональної швидкості і циркуляції по висоті направляючої лопатки.

При малій висоті НА, характерною для високонапірних радіально-осьових гідротурбін, в спіральній камері і каналах НА виникає парний вихор [3, 5, 8]. В результаті на основний рух накладається додаткове, викликане утворенням парного вихору.

Дослідні графіки C_u і C_r в перетині потоку за НА (рис. 4.4) набувають специфічного характеру, що відрізняється від розподілу відповідних параметрів в турбінах середньої і високої швидкохідності, де має місце монотонне зростання цих величин від верхнього кільця до нижнього (рис. 4.5).

Ці дослідні графіки (рис. 4.4) отримані в результаті зондування потоку в перетині II-II проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни з РК РО500 [5]. Основні геометричні параметри НА: $\frac{b_0}{D_1} = 0,08$; $z_0 = 24$; $\frac{D_0}{D_1} = 1,2$; лопатка асиметричного профілю, позитивної кривизни.

Дослідні дані проаналізуємо на підставі рівняння усередненого осесиметричного руху. У вихідному рівнянні (4.2), що описує зміну меридіональній швидкості уздовж вихідної кромки направляючої лопатки за умови $\varphi = \text{const}$, вважаючи $K_1 = \delta = 0$, $\gamma = \frac{\pi}{2}$, знаходимо $M_2 = 0$, $C_m = C_r$ (C_r – радіальна складова швидкості).

На відміну від роботи [7] виходитимемо з нерівномірного розподілу кута виходу потоку α_0 по висоті направляючої лопатки [9]. В цьому випадку диференціальне рівняння (4.2) приймає вигляд:

$$\frac{dC_r}{dz} + M(z)C_z = 0,$$

де

$$M_z = -\text{ctg}\alpha_0 \frac{d\alpha_0}{dz}.$$

Вирішення рівняння має вигляд:

$$C_r(z) = - \frac{\exp\left[-\int_0^z M(z)dz\right]}{2\pi \int_0^z \exp\left[-\int_0^z M(z)dz\right] r dz} Q.$$

Після перетворення отримуємо:

$$C_r(z) = - \frac{\sin\alpha_0(z)}{2\pi r b_0 \frac{1}{b_0} \int_0^{b_0} \sin\alpha_0(z) dz} Q.$$

Позначаючи

$$\frac{1}{b_0} \int_0^{b_0} \sin \alpha_0(z) dz = \overline{\sin \alpha_0} \approx \sin \alpha_{cp},$$

знаходимо

$$C_r(z) = -\frac{Q}{2\pi r b_0} \frac{\sin \alpha_0(z)}{\overline{\sin \alpha_0(z)}}. \quad (4.6)$$

У окремому випадку постійності α_0 отримуємо розподіл радіальної складової, відповідний рівношвидкісному потоку $C_r = -\frac{Q}{2\pi r b_0}$.

Розподіл циркуляції вздовж вихідної кромки отримаємо у вигляді:

$$\Gamma_1 = \frac{Q \cos \alpha_0(z)}{b_0 \overline{\sin \alpha_0(z)}}. \quad (4.7)$$

Перетворюючи формули (4.8) і (4.9) до приведених величин, знаходимо:

$$\frac{C_{r/}}{Q_1} = \frac{\sin \alpha_0(z)}{2\pi \bar{b}_0 \bar{r} \overline{\sin \alpha_0(z)}}; \quad (4.8)$$

$$\frac{\Gamma_{1/}}{Q_1} = \frac{1}{\bar{b}_0} \frac{\cos \alpha_0(z)}{\overline{\sin \alpha_0(z)}}, \quad (4.9)$$

де

$$(\Gamma_1)' = \frac{\Gamma_1}{D_1 \sqrt{H}}; \quad \bar{b}_0 = \frac{b_0}{D_1}; \quad \bar{r} = \frac{r}{D_1}.$$

З останніх формул (4.8) і (4.9) виходить, що віднесені до витрати величини радіальної складової швидкості і циркуляції визначаються розподілом кутів потоку по висоті направляючої лопатки, тобто залежністю $\alpha_0 = \alpha_0(z)$. За дослідними даними ця залежність для даного відкриття практично залишається незмінною при переході до інших величин приведених оборотів. У діапазоні зміни оборотів від $n'_1 = 46,5$ об/хв до $n'_1 = 80$ об/мін дослідні точки кривих розташовуються у вузької

заштрихованої області (рис. 4.6) Отже, характер кривої $\alpha_0(b)$ практично визначається відкриттям НА.

Дослідні графіки $\alpha_0 = \alpha_0(b)$ на різних відкриттях НА можуть бути використані для знаходження характеристик потоку перед РК $\frac{V_{r1}}{Q_1}$ і $\frac{(\Gamma_1)'}{Q_1}$ по формулах (4.8) і (4.9).

Усереднений кут $\bar{\alpha}_0$ для різних відкриттів НА

$$\overline{ctg\alpha_0} = \frac{\Gamma b}{Q} = \frac{1}{b(\sin\alpha_0)^2} \int_0^{b_0} \cos\alpha_0(z) \sin\alpha_0(z) dz.$$

Приведені на (рис. 4.6) дослідні графіки, що характеризують структуру потоку, поряд із залежностями для усередненого кута, слід використовувати для розробки нових РК близької швидкохідності. У швидкохідних радіально-осьових гідротурбінах зазор між лопатевими системами досягає значної величини. У зазорі між лопатевими системами НА і РК меридіональні складові швидкості залежать від розподілу циркуляції по висоті лопатки і від кривизни стінок камери в області зазору.

Циркуляція потоку в області зазору на поверхні струму зберігає постійне значення і визначається величиною циркуляції на вихідній кромці лопаток на даній поверхні струму. Тому нерівномірність циркуляції зберігається на всій безлопатевої ділянці.

Приведені міркування про закономірності зміни меридіональної швидкості і циркуляції в області повороту потоку добре підтверджуються дослідними даними [5, 8].

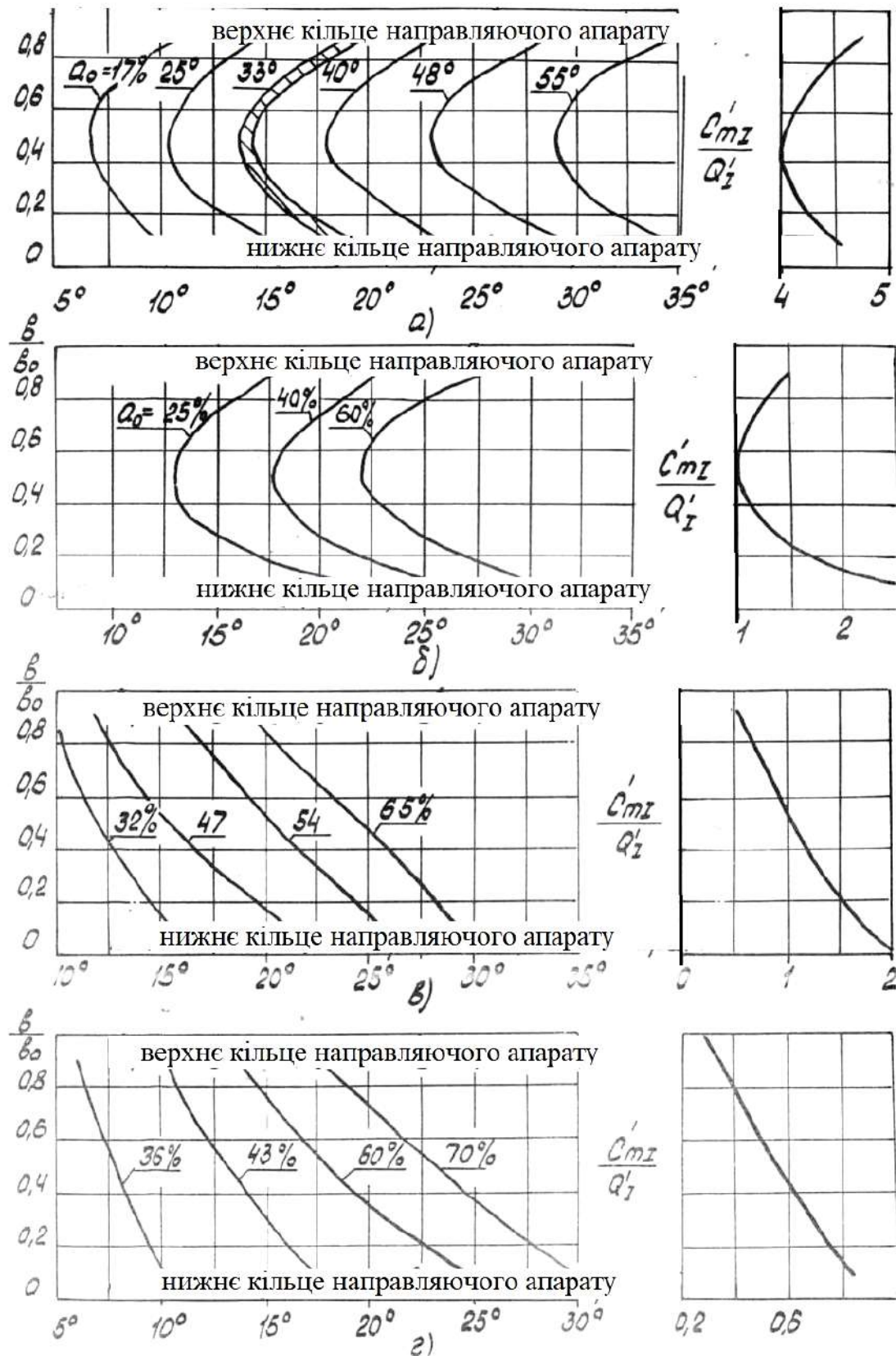


Рисунок 4.6 – Кінематичні характеристики потоку в підвідній частині гідротурбін: а) PO500; б) PO230; в) PO115; г) PO45

4.2. Усереднені гідродинамічні характеристики радіального направляючого апарату

4.2.1. Дані про структуру потоку в перетині II-II можуть бути використані для визначення усереднених кінематичних характеристик потоку. Під усередненими кінематичними характеристиками направляючого апарату розумітимемо залежності:

$$\frac{\Gamma_0 D}{Q} = f_1\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}, d_0\right); \quad (4.10)$$

$$ctg\tilde{\alpha}_0 = \frac{\Gamma_0 b_0}{Q} = f_2\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}, d_0\right), \quad (4.11)$$

де $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$ - безрозмірний кінематичний комплекс, що характеризує напрям

потоку на виході з НА; $ctg\tilde{\alpha}_0 = \frac{\Gamma_0 b_0}{Q}$ - усереднений кут потоку на виході з

НА; $a'_0 = \frac{a_0}{D_0}$ - відносне відкриття НА.

Безрозмірні параметри $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$ і $\frac{\Gamma_0 b_0}{Q}$ зв'язані співвідношенням:

$$\frac{\Gamma_0 D}{Q} = \frac{ctg\tilde{\alpha}_0}{S_0}, \quad S_0 = \frac{b_0}{D}$$

При виконанні геометричної подібності умова кінематичної подібності на виході з НА для моделі і натури можуть бути записані у вигляді:

$$\frac{\Gamma_0 D}{Q} = idem, \quad ctg\tilde{\alpha}_0 = \frac{\Gamma_0 D}{Q} \frac{b_0}{D} = idem.$$

Дослідні дані [5,37] говорять про те, що зворотний вплив робочого колеса (в області нормальних експлуатаційних режимів) практично не позначається на усереднені кінематичні параметри потоку за направляючим

апаратом. Іншими словами, усереднені кінематичні параметри потоку за НА не залежать від режиму роботи гідротурбіни.

Отже, усереднені безрозмірні кінематичні характеристики визначаються геометрією підведення і залишаються незмінними при роботі гідротурбіни з різними робочими колесами близької швидкохідності. Цей вивід обґрунтовує можливість використання кінематичних характеристик (4.10) і (4.11) для аналізу робочого процесу гідротурбін з різними робочими колесами.

Вказана незалежність безрозмірних кінематичних характеристик виправдовує доцільність визначення і дослідження кінематичних характеристик НА.

Безрозмірні комплекси $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$ і $\frac{\Gamma_0 b_0}{Q}$ є найважливішими параметрами потоку, що формується спіральною камерою і статором. При зміні режимних параметрів гідротурбіни n_l і Q_l на даному відкритті лінії струму в області спіральної камери, статора і направляючого апарату практично не змінюються. Отже, незалежною від режимних параметрів гідротурбіни буде величина і усередненого кута $\tilde{\alpha}_0$. Напрямок потоку, що створюється спіральний камерою і статором в цілому можна охарактеризувати одним усередненим параметром - кутом $\tilde{\alpha}_{cn}$. Спіральні камера сучасних гідротурбін формують потоки з усередненими кутами $\tilde{\alpha}_{cn}$ в діапазоні $25^\circ - 35^\circ$.

4.2.2. Розглянемо методи дослідного визначення кінематичної характеристики направляючого апарату. Можна виділити два підходи для визначення усереднених кутів потоку на різних відкриттях НА.

Один з них заснований на вимірі параметрів потоку в окремих крапках в перетини 0-0 (рис 4.7) для ряду відкриттів НА і подальшому їх усереднюванні.

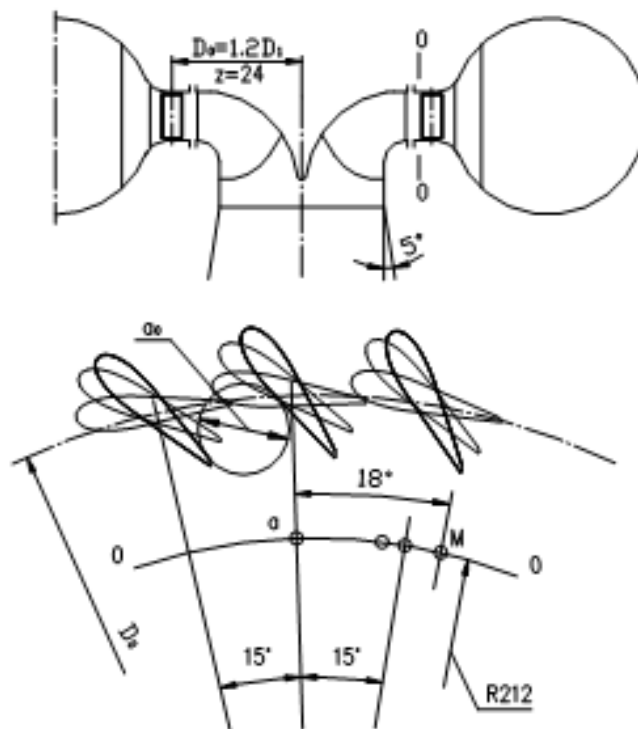


Рисунок 4.7 – Схема вимірів параметрів потоку в циліндровому перетині 0-0 гідротурбіни PO500

Параметри потоку знаходяться за допомогою зондів, що дозволяє знайти складові швидкості в даній точці перетину потоку і тиск. Для визначення усередненого кута необхідно провести виміру в чималому числі точок перетину потоку.

Так в роботі [77] потік вимірювався в 13 радіальних перетинах; у кожному з цих перетинів було вибрано 7 мірних точок. Таким чином, параметри потоку визначалися в 91 точці циліндрової поверхні 0-0.

Методика визначення усереднених параметрів потоку зводиться до усереднювання параметрів потоку (складових швидкостей, циркуляцій і ін.) по кутовій ширині, тобто в окружному напрямі і подальшому усереднюванню по висоті потоку. В результаті усереднювання параметрів потоку в окружному напрямі знаходяться параметри осьосиметричного потоку за НА в перетині 0-0, момент кількості руху і витрата якого, відповідно дорівнюють моменту кількості руху і витраті дійсного потоку.

Усереднені параметри для всього перетину знаходяться інтеграцією по висоті отриманих параметрів осьосиметричного потоку [77]. На рис. 4.8 приведена залежність усередненого кута потоку $\tilde{\alpha}_0$ в перетині 0-0 від безрозмірного відкриття направляючого апарату $a_0 = \frac{a_0}{a_{0\max}}$, знайдена за допомогою викладеної методики усереднювання. При цьому усереднений кут потоку, що створюється спіральною камерою і статором, складає $\tilde{\alpha}_{cn} = 33^\circ$.

4.2.3. Інтегральний метод виміру моменту кількості руху дозволяє безпосередньо знаходити секундний момент кількості руху в даному перетині потоку. При цьому використовуються вимірювальні ґрати (рис. 4.9), які є системою пластин 1, розташованих в меридіональній площині і жорстко закріплених на втулці 2. Оскільки вимірювальна решітка є досить густою лопатевою системою, то на виході з неї окружна складова швидкості відсутня.

Вимірювальна решітка встановлюється за досліджуваною лопатевою системою. Так якщо необхідно виміряти момент кількості руху потоку за решіткою направляючого апарату, то вимірювальну решітку ставлять на вал модельної гідротурбіни замість робочого колеса.

За направляючим апаратом на вході у вимірювальну решітку потік закручений, момент кількості руху потоку в перетині 0-0:

$$M_0 = \rho Q (\overline{rC_u})_0 = \rho \frac{Q \bar{\Gamma}_0}{2\pi}.$$

На виході з вимірювальної решітки момент кількості руху відсутній, усереднена циркуляція дорівнює 0.

Відповідно до теореми про зміну моменту кількості руху гідравлічний момент відносно осі ґрат:

$$M_p = \frac{\rho Q}{2\pi} \bar{\Gamma}_0 = M_0$$

Використовуючи вираження для кута закручування потоку (4.11), знаходимо:

$$M_p = \frac{\rho Q^2}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_0. \quad (4.12)$$

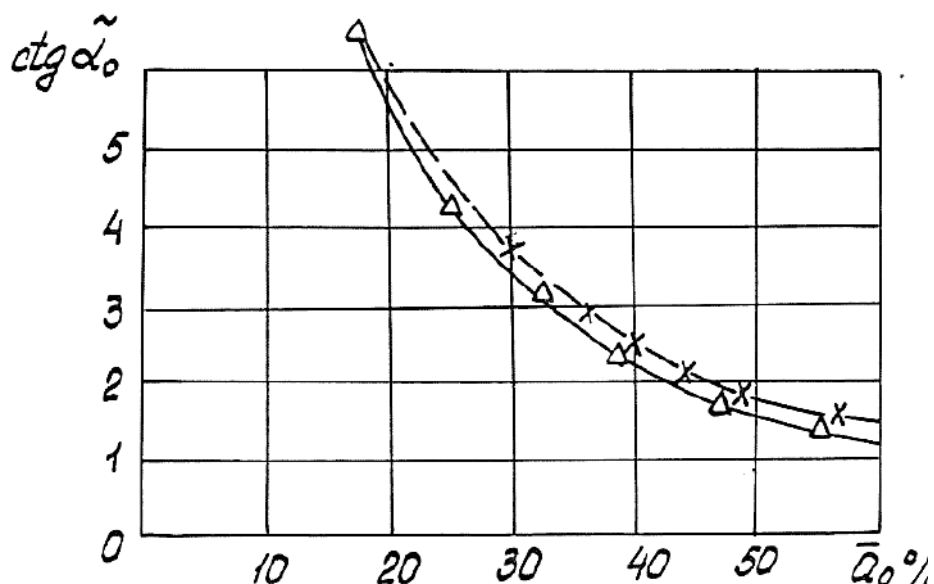


Рисунок 4.8 – Залежність усередненого кута закручування потоку за НА від відносного відкриття: x – за даними зондових вимірів; Δ – за даними вимірювальної решітки

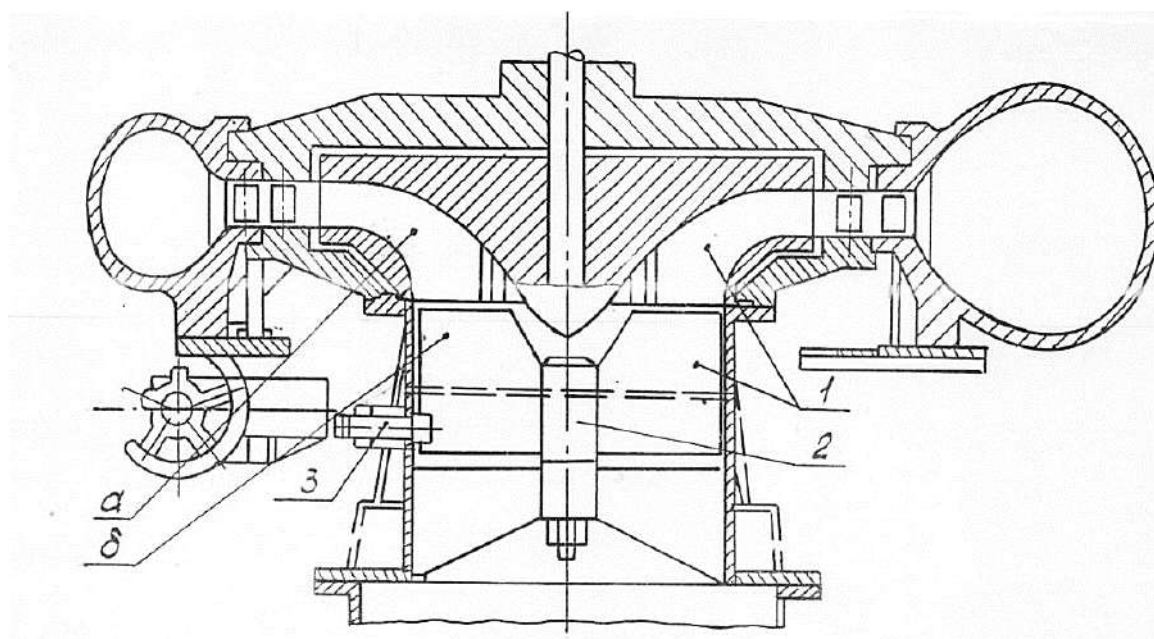


Рисунок 4.9 – Вимірювальна решітка

Під впливом гідравлічного моменту корпус вимірювальної решітки і жорстко пов'язаний з ним важіль 3 повертаються довкола осі, відхиляючись від рівноважного положення, яке відновлюється за допомогою вантажу на кінці важеля. Величина вантажу визначає зусилля на моментном важелі завдовжки l . Отже, в рівноважному положенні:

$$M_p = Pl,$$

де P – величина вантажу на чашці вагів; l – довжина моментного важеля. З формули (4.12) знаходиться величина кута закручування потоку за направляючим апаратом

$$\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_0 = \frac{2\pi b_0 M_p}{\rho Q^2}$$

і коефіцієнт моменту кількості руху (коефіцієнт усередненої циркуляції)

$$K_{\Gamma_0} = \frac{\Gamma_0 D}{Q} = \frac{\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_0}{S_0}.$$

Після визначення кута закручування потоку $\tilde{\alpha}_0$ для кожного положення направляючих лопаток, знаходяться залежності $\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_0 = f(\bar{a}_0)$

$$\text{і } \frac{\Gamma_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0).$$

На рис 4.8 приведені значення усередненого кута закручування потоку за НА отриманих за допомогою зондових досліджень і вимірів вимірювальною решіткою.

По значеннях вхідного і вихідного кутів визначається кут повороту потоку, що є найважливішою характеристикою решітки. Забезпечення заданого кута повороту – одна з основних вимог, що пред'являються до проєктованих решіток. Значний інтерес представляє також знання максимально можливого кута повороту, що забезпечується даними решітками, тобто граничного кута повороту решітки.

4.2.4. Визначення кінематичних характеристик робочих органів за допомогою вимірювальної решітки зводиться до послідовного визначення моменту кількості руху в характерних перетинах проточної частини.

Спочатку слід визначити кут закручування потоку (момент кількості руху), що створюється спіральною камерою і статором. Для цього з досліджуваної проточної частини модельної гідротурбіни видаляється НА, а замість РК на вал гідротурбіни ставиться вимірювальна решітка. При зміні режимних параметрів, n'_i , Q'_i гідротурбіни напрям ліній струму в області спіральної камери і НА можна вважати незмінним, отже, незалежною від режимних параметрів буде і величина усередненого кута закручування потоку $\tilde{\alpha}_{cn}$. Для визначення кінематичної характеристики НА необхідно знайти залежність кута закручування потоку в перетині 0-0 від одного з параметрів що характеризують положення його лопаток. Як такі параметри можуть бути вибрані відкриття НА a_0 , або геометричний кут θ (рис. 4.10).

Зручно користуватися як параметр, що характеризує положення лопаток, безрозмірною величиною $\bar{a}_0 = \frac{a_0}{a_{0\max}}$ ($a_{0\max}$ – відстань в світу між лопатками при їх радіальному положенні).

У загальнішій постановці під кінематичною характеристикою НА розуміється залежність $ctg \tilde{\alpha}_0 = f(a_0, \tilde{\alpha}_{cn})$. Очевидно, що наявність такої залежності дозволяє мати взаємозв'язок $ctg \tilde{\alpha}_0 = f(a_0)$ для різних $\tilde{\alpha}_{cn}$, відповідних різним підводам. Для побудови такої характеристики потрібний направляючий пристрій, який давав би можливість змінювати кути потоку. Для цієї мети використовується допоміжний НА, встановлюваний перед досліджуванним. Іншими словами, за допомогою допоміжного НА імітується течія, що створюється спіральною камерою і статором.

Такий підхід при побудові узагальненої кінематичної характеристики НА був використаний в [10]. Результати дослідного визначення залежності $\text{ctg} \tilde{\alpha}_0 = f(a_0, \tilde{\alpha}_{cn})$ приведені на рис. 4.11.

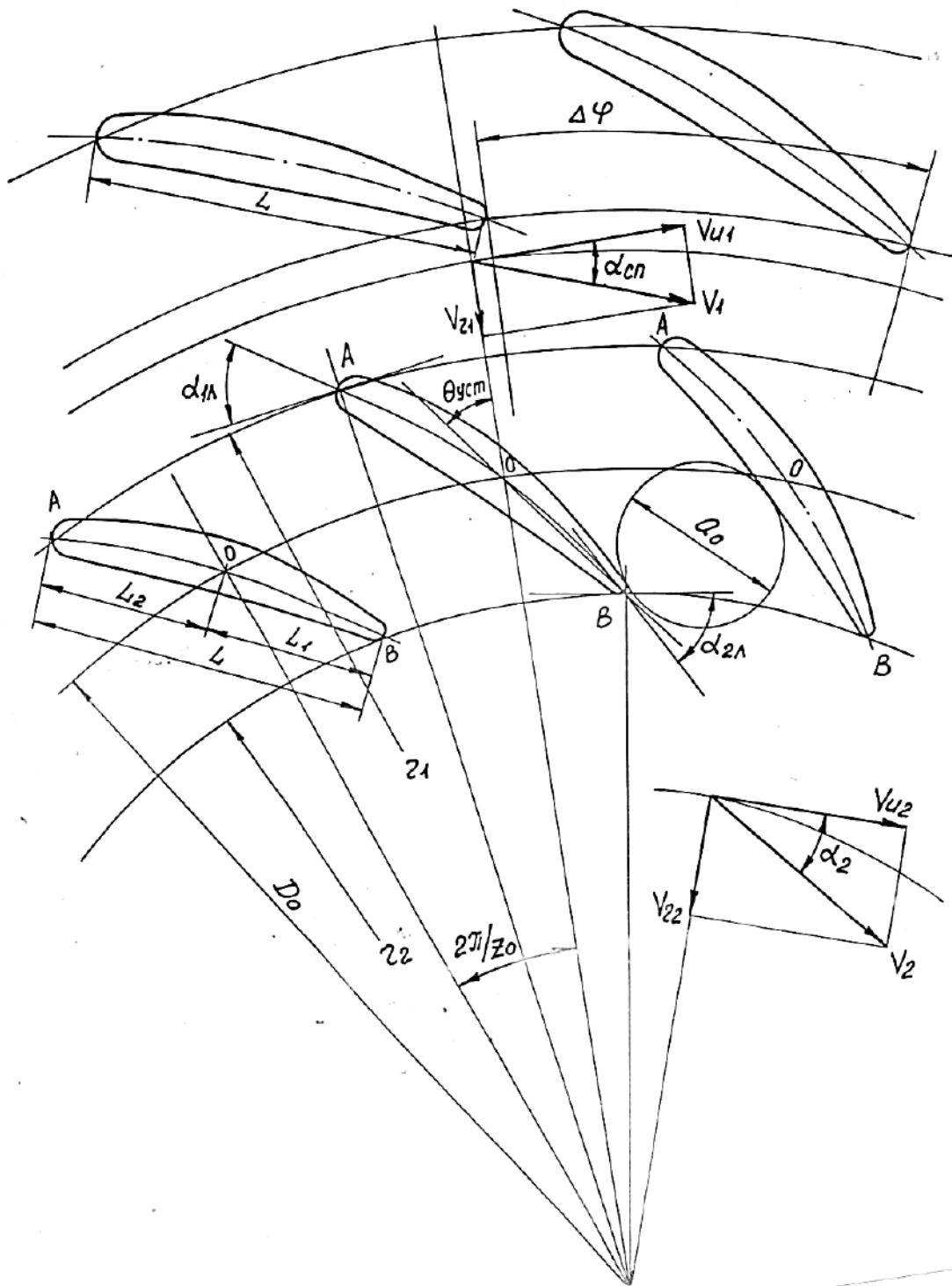


Рисунок 4.10 – Геометричні параметри решіток статора і НА

Ці дані отримані при випробуванні НА, що має наступні геометричні параметри: $b_0 = 0.1D = 800 \text{ мм}$; $z_0 = 24$; $D_0 = 1.24D_1 = 992 \text{ мм}$; форма профілю лопатки - асиметрична, позитивної кривизни.

Крива, проведена на графіці, розділяє зони безвідривного A і відривного B обтікань лопаток НА. У зоні A залежність $ctg\tilde{\alpha}_0 = f(ctg\alpha_{cn})$ має лінійний характер, що відповідає постійності коефіцієнта прозорості K при постійному відкритті. У зоні B така постійність порушується. На графіку показана лінія нульового напрямку. На цій прямій кут потоку на вході α_{cn} і виході з решітки α_0 однакові. Решітка НА в цьому випадку не міняє напрям потоку, що відповідає нульовому гідравлічному моменту на ній.

4.3. Втрати енергії в підвідних елементах гідротурбіни

4.3.1. Створення досить надійного методу розрахунку енергетичних характеристик передбачає наявність надійних методів розрахунку втрат енергії в елементах ПЧ.

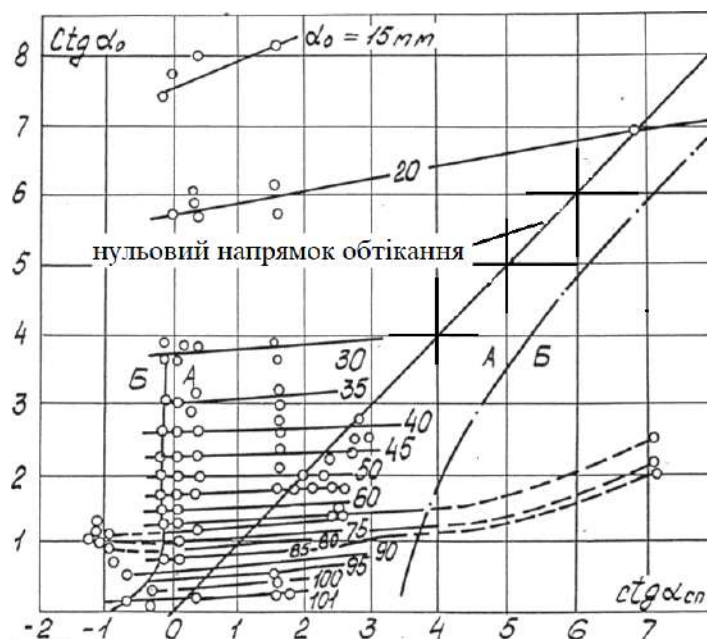


Рисунок 4.11 – Залежність $ctg\tilde{\alpha}_0 = f(a_0, \tilde{\alpha}_{cn})$ при різних відкриттях НА

Найбільш досконалий метод розрахунку втрат повинен ґрунтуватися на вживанні в найзагальнішій формі рівнянь руху в'язкої нестискуваної рідини. Проте реалізація такого підходу представляє завдання виключної трудности.

Аналіз робочого процесу, що проводиться в процесі проектування ПЧ, висуває завдання побудови моделей втрат – залежності втрат енергії від геометричних і режимних параметрів гідротурбіни. Наявність таких залежностей дозволяє здійснювати пошук найбільш ефективних варіантів ПЧ гідротурбін шляхом проведення багатоваріантних розрахунків. Вказані залежності можуть бути використані для прогнозування і оптимізації при розробці гідротурбін.

При складанні математичної моделі опору підведення виходитимемо з відомої схеми розділення втрат в лопатевих системах по їх фізичній природі на втрати тертя, кромкові, відривні, ударні, вторинні.

Як відомо, при обтіканні профілю потоком в'язкої рідини на його поверхні утворюється пограничний шар. Втрати тертя обумовлені наявністю пограничного шару і виражаються через товщину втрати імпульсу.

На вихідних кромках грат статора і НА відбувається відрив потоку. При подальшому вирівнюванні потоку змінюються швидкості і кути виходу потоку, що приводить до виникнення кромкових втрат. Профільні втрати для плоских решіток представляються у вигляді суми втрат тертя і кромкових.

При істотному відхиленні потоку від геометричного вхідного кута обтікання вхідної кромки характеризується появою піку швидкості. На подальшій ділянці дифузорної течії швидкість різко убуває, що приводить до відриву пограничного шару. При цьому має місце збільшення втрат енергії в порівнянні з безвідривним обтіканням. Облік цього виду втрат

вельми важливий для аналізу енергетичного балансу при роботі гідротурбіни на нерозрахункових режимах.

При течії в'язкої рідини через решітку, обмежену по торцях, виникають явища, пов'язані з кінцевою довжиною лопаток. Поворот потоку при протіканні рідини в міжлопатевому каналі приводить до виникнення вторинних течій в пограничному шарі на торцевих поверхнях, викликаних невірноваженим в пограничному шарі градієнтом тиску. Вторинні течії приводять до виникнення напруги на торцевих поверхнях, совимірних з напругою тертя подовжнього потоку. Вторинні течії викликають вторинні (індуктивні) втрати, пов'язані з витратою енергії на утворення вільних вихорів і на зміну обтікання профілю в області торців [11]. Визначення вказаних видів втрат, з врахуванням просторових ефектів в'язкої рідини дуже складно. Нижче приводяться розрахункові схеми, що знайшли вживання в сучасній практиці проектування ПЧ гідротурбін.

Приведемо основні формули, що зв'язують вказані вище види втрат енергії з геометричними і кінематичними параметрами.

4.3.2. Для визначення втрат тертя в лопатевій системі НА і статора проводиться розрахунок товщини втрати імпульсу для ряду елементарних решіток на осьосиметричних поверхнях струму, на які розбивається ПЧ просторових решіток. У кожній з елементарних решіток, обтічної шаром змінної товщини, втрати тертя визначаються формулою [6]:

$$h_{mp} = \xi_{mp} \frac{C_2^2}{2g},$$

$$\text{де} \quad \xi_{mp} = 2 \left(\frac{\delta_2^{**}}{l} \right) \frac{l}{t_2 \sin \alpha_2}; \quad (4.13)$$

$\frac{l}{t_2}$ – густота решітки; $\bar{\delta}_2^{**} = \frac{\delta_2^{**}}{l} = \bar{\delta}_{2p}^{**} + \bar{\delta}_{2g}^{**}$ – безрозмірна сумарна товщина втрати імпульсу на вихідній кромці з двох сторін профілю; α_2 – кут потоку на виході з решітки.

В разі повністю турбулентного шару:

$$\bar{\delta}_2^{**} = CI, \quad (4.14)$$

де

$$C = \frac{0.0153 \left(\frac{C_2}{C_k} \right)^{0.2}}{\text{Re}^{\frac{1}{7}}};$$

$$I = \left[\int_0^{l_{kp}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7.6} d\bar{l} \right]^{\frac{6}{7}} + \left[\int_0^{l_{kd}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7.6} d\bar{l} \right]^{\frac{6}{7}}; \quad (4.15)$$

$l = \frac{I}{I_{np}}; \text{Re} = \frac{C_2 I}{\nu}; I$ – довжина середньої лінії профілю.

Коефіцієнт C в (4.14) - безрозмірна величина, практично не залежна від геометрії решітки. Величина I залежить від розподілу швидкостей на сторонах тиску і розряження. У припущенні плоского руху в зоні лопаток НА товщину шару між двома поверхнями струму можна вважати незмінною. В цьому випадку $h = h_2$ і формула для розрахунку $\bar{\delta}_2^{**}$ декілька спрощується. Мінімальне значення I (4.15) відповідає мінімальному рівню швидкостей $\frac{C}{C_2}$ на обох сторонах профілю.

У прийнятій розрахунковій схемі розділення втрат величину I слід знаходити для режиму безударного обтікання, при якому кут атаки по відношенню до вхідного елементу лопатки близький нулю.

Втрати тертя в просторових ґратах знаходяться з вираження:

$$\bar{h}_{mpH.A} = \frac{1}{Q_Q} \int_Q \xi_{mp} \frac{C_2^2}{2g} dQ, \quad (4.16)$$

де $C_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}$.

З врахуванням (4.13, 4.14), отримуємо

$$\bar{h}_{mpH.A} = \frac{1}{Q_Q} \int \frac{2Cl_{H.A}}{t_2 \sin^3 \alpha_2} \frac{C_{2m}^2}{2g} dQ$$

Величину можна прийняти незмінної по висоті лопатки, і рівною значенню на середніх решітках профілів. У зоні направляючого апарату поверхні струму перпендикулярні осі турбіни, тобто решітки, обтикаються шаром постійної товщини, тоді формула (4.15) спрощується:

$$I = \left[\int_0^{l_{kp}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3,8} dl \right]^{\frac{6}{7}} + \left[\int_0^{l_{kd}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3,8} dl \right]^{\frac{6}{7}}. \quad (4.17)$$

Наближений спосіб знаходження заснований на введення в розгляд середніх за профілем швидкостей C_p і C_g [7]:

$$C_{cp}^{p,g} = \frac{1}{l} \int_0^{l_{pg}} C dl.$$

Інтеграли, що входять в (4.16) виражаються залежно від середніх швидкостей на стороні тиску C_{cp}^g і розрядки C_{cp}^p :

$$I_{H.A} = \left(\frac{C_{cp}^p}{C_2} \right)^{3,26} + \left(\frac{C_{cp}^g}{C_2} \right)^{3,26}. \quad (4.18)$$

Застосовуючи теорему про момент кількості руху через кругові решітки, отримаємо вирази середніх (за профілем) швидкостей C_{cp}^p і C_{cp}^g (середні швидкості віднесені до швидкості в перетині 2-2 залежно від геометричних параметрів решітки НА:

$$\frac{C_{cp}^{p,g}}{C_2} = \frac{2/l \sin \alpha_2}{\frac{r_1 - r_2}{t_{cp}} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right)} \pm \frac{\sin(\tilde{\alpha}_1 - \tilde{\alpha}_2)}{l/t_{cp} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \sin \alpha_1}. \quad (4.19)$$

Використовуючи (4.18), (4.19) знаходимо коефіцієнт втрат ξ_{mp} у решітці НА:

$$\xi_{mp} = \frac{0,306}{Re^{\frac{1}{7}}} \frac{l}{t_2 \sin \tilde{\alpha}_2} \left[\left(\frac{2/r_2 \sin \tilde{\alpha}_2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{\pi r_2 \sin(\tilde{\alpha}_1 - \tilde{\alpha}_2)}{l z \sin \alpha_1} \right)^{3,26} + \right.$$

$$+ \left(\frac{2r_2 \sin \tilde{\alpha}_2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{\pi r_2 \sin(\tilde{\alpha}_1 - \tilde{\alpha}_2)}{l z \sin \tilde{\alpha}_1} \right)^{3,26} \Bigg]. \quad (4.20)$$

4.3.3. Розглянемо визначення втрат кромок. Виникнення втрат кромок пов'язане з відривом потоку на вихідній кромці і подальшим його вирівнюванням.

Для оцінки впливу товщини кромок на втрати кромок використовуються закони збереження [12]. Кромкові втрати в просторових решітках знаходяться підсумовуванням втрат в елементарних решітках:

$$\bar{h}_{kp} = \frac{1}{Q_Q} \int_Q \xi_{kp} \frac{C_2^2}{2g} dQ, \quad (4.21)$$

де $\xi_{kp} = \frac{\Delta h_{kp}}{1/2 \rho C_k^2}$, – коефіцієнт кромкових втрат.

При складанні розрахункової формули для коефіцієнта кромкових втрат вихідні кромки прийняті прямолінійними:

$$\xi_{kp} = \frac{0,2\Delta}{t \sin \alpha_k} \quad (4.22)$$

4.3.4. Розглянемо втрати, що виникають унаслідок повороту потоку в каналах направляючого апарату. Цей поворот приводить до виникнення, так званих, вторинних течій в пограничному шарі на торцевих поверхнях.

У середній по висоті частині каналу відцентрова сила, що діє на частку рідини, врівноважується поперечним перепадом тиску, направленим від увігнутої сторони профілю до опуклої. На торцевих стінках в пограничному шарі швидкість стає менше, ніж в ядрі потоку і, відповідно, зменшується величина відцентрової сили. В той же час величина поперечного перепаду відповідно до основної властивості пограничного шару залишається незмінною. В результаті порушення рівноваги між відцентровою силою і перепадом тиску частки рідини в при стінному шарі рухаються від увігнутої поверхні до опуклої. Відповідно до умови нерозривності в центральній

частині потоку з'являються течії в напрямі від опуклої сторони профілю до увігнутої. Течія в пограничному шарі на торцевих поверхнях взаємодіє з течією усередині пограничного шару на опуклій стороні лопатки. В результаті такої взаємодії утворюються два вихрові джгути поблизу кутів каналу. Енергія, необхідна для підтримки вторинного руху в пограничному шарі і вихрового руху в кінців лопатки, забирається від основного потоку. Ці втрати називаються кінцевими. У загальному випадку кінцеві втрати енергії можуть бути представлені у вигляді суми [12]:

$$E_k = \Delta E_1 + \Delta E_2 + \Delta E_3, \quad (4.23)$$

де ΔE_1 – втрати на тертя по торцевих стінках каналу; ΔE_2 – втрати, обумовлені вторинним рухом в пограничному шарі на торцевих поверхнях; ΔE_3 – вихрові втрати, обумовлені рухом з кінців лопаток, включають втрати з взаємодією і відривом пограничного шару на спинці.

Коефіцієнт кінцевих втрат

$$\xi_k = \frac{E_k}{E_2},$$

де E_2 – кінетична енергія потоку за решітками.

Втрати енергії E_2 і E_3 залежать від циркуляції швидкості Γ , а ΔE_1 – не залежить від Γ . При $\Gamma = 0$ кінцеві втрати визначаються лише втратою на тертя ΔE_1 в пограничному шарі торцевих стінок.

Для здобуття розрахункової залежності величини, що входять в (4.23), виражаються через умовну товщину пограничного шару. Після обчислення цих величин і деяких перетворень остаточна формула для випадку турбулентного пограничного шару має вигляд [25]:

$$\xi_{ku} = \frac{A}{\text{Re}^{0,2} \frac{b_2}{l}} \left(1 - \frac{l}{r_1}\right)^{0,8} \left[1 + B \left(1 - \frac{ctg \tilde{\alpha}_1}{ctg \tilde{\alpha}_2}\right)^2 \frac{t_2^2}{l^2} \cos^2 \tilde{\alpha}_2 \right], \quad (4.24)$$

де b_2 – висота ґрат; l – довжина скелетної лінії профілю (хорда); $\bar{\alpha}_1$ і $\bar{\alpha}_2$ – усереднені кути потоку на вході і виході з решітки НА; $Re_2 = \frac{C_2 l}{\nu}$ – число Рейнольдса у вихідному перетині; $\frac{b_2}{l}$ – відносна висота решітки; A і B – дослідні коефіцієнти для реактивних решіток: $A = 0,13$ і $B = 0,7$ [12].

Формула враховує вплив відносної висоти ґрат $\frac{b_2}{l}$ і вхідного кута потоку $\bar{\alpha}_1$.

Формулу кінцевих втрат напишемо у вигляді:

$$h_{ku} = \xi_{ku} \frac{C_{2HA}^2}{2g}, \quad (4.25)$$

де $\tilde{C}_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}$ – усереднена швидкість в перетині II-II, а $\tilde{C}_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}$ – її меридіональна складова.

4.3.5. Залежно від відкриття НА змінюється кут атаки вхідного елемента направляючої лопатки:

$$\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_{1r},$$

де α_{1r} – вхідний геометричний кут.

При неспівпаданні вхідного кута потоку з вхідним геометричним кутом обтікання вхідної кромки характеризується різкішим зростанням швидкості в околиці критичної крапки до деякого максимального значення. На подальшій ділянці дифузорної течії швидкість різко убуває, що приводить до відриву пограничного шару і до збільшення втрат енергії в порівнянні з безвідривним обтіканням.

У простих випадках обтікання ґрат пластин з кутом атаки – втрати енергії, викликані відривом потоку, досить точний можуть бути знайдені за допомогою застосування теореми кількості руху до виділеного

контрольного об'єму [11]. Структура відривної течії при цьому не розглядається.

Аналогічний підхід використовується для визначення втрат, що виникають при обтіканні з кутом атаки вхідної кромки лопатки. У моделі осьосиметричного руху при неспівпадінні кута потоку з вхідним геометричним кутом лопатки стрибкоподібно міняються параметри потоку на вхідній кромці [7]. Під час переходу через вхідну кромку окружні складові швидкості зазнають розрив.

Для решіток, розташованих на осьосиметричній поверхні струму, вираження для втрат енергії, викликані стрибкоподібною зміною окружній складовій швидкості, має вигляд [6]:

$$h = \frac{\chi C_{1m}^2}{2g} (\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_{b.o})^2,$$

де α_1 – кут потоку перед вхідною кромкою; $\alpha_{b.o}$ – кут безударного обтікання вхідної кромки (кут, відповідний безвідривному напрямку потоку); χ – коефіцієнт пом'якшення удару, залежний від геометрії решітки.

Розрахункові дослідження показали, що $\alpha_{b.o}$ не залежить від режиму обтікання і може розглядатися як геометричний параметр профілю в ґратах. Кут $\alpha_{b.o}$ знаходиться як кут потоку на вході α_1 , при якому відсутні списи швидкостей з обох боків профілю. Для визначення цього кута слід провести розрахунки обтікання ґрат для ряду значень вхідного кута α_1 .

Розрахунки ґрат різної густини показали незалежність кута безударного обтікання від густини ґрат, складених з одних і тих же профілів. Кут безвідривного обтікання залежить від геометрії вхідної частини профілю.

Інтегральна величина втрат в просторових ґратах НА визначається вираженням:

$$\bar{h}_{yd} = \frac{\chi}{Q_Q} \int \frac{C_{1m}^2}{2g} (ctg\alpha_1 - ctg\alpha_{bo})^2 dQ, \quad (4.26)$$

де

$$\xi_{yd} = \chi \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (ctg\alpha_1 - ctg\alpha_{bo})^2 \sin^2 \alpha_2. \quad (4.27)$$

Повна величина втрат енергії в НА визначається підсумовуванням розглянутих вище окремих видів втрат, тобто втрат тертя, кромок, ударних кінцевих, представлених відповідно залежностями (4.16), (4.21), (4.26) і (4.25):

$$h_{HA} = \frac{1}{Q_Q} \int \xi_{mp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \alpha_2} dQ + \frac{1}{Q_Q} \int \xi_{kp} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} dQ + \frac{1}{Q_Q} \int \xi_{yd} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} dQ + \xi_k \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2}. \quad (4.28)$$

4.4. Побудова математичної моделі опору в підводі

4.4.1. Отримані вище формули різних видів втрат використовуємо для побудови моделі опору НА – залежності $K_{h_{HA}} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}, \frac{\Gamma_{cn} D}{Q}, L'_{HA}\right)$.

Структура цієї залежності витікає з міркувань теорії розмірності. Для здобуття розгорнутих виразів математичній моделі використовуються залежності, отримані вище для окремих видів втрат. Виходячи з принципу незалежності втрат, повну втрату в елементах ПЧ можна знайти підсумовуванням окремих видів втрат. Такий підхід дає певні переваги, пов'язані з можливістю детального аналізу кожного з видів втрат залежно від геометричних і режимних параметрів [13].

Використання формул для розрахунку окремих видів втрат передбачає знання розподілу швидкостей в перетині за НА. Опис потоку в перетині II-II за допомогою усереднених кінематичних параметрів

(усереднених швидкостей, кутів) дозволяє замінити інтегральні вирази для окремих видів втрат алгебраїчними залежностями, що пов'язують ці втрати з геометричними і режимними параметрами.

Узагальнене вираження для втрат відповідно до (4.16), (4.21) і (4.26) може бути записано у вигляді:

$$\bar{h}_i = \frac{1}{Q} \int_Q f_1 f_2 dQ \quad (4.29)$$

Представляючи кожен з функцій f_1 і f_2 що входять в (4.29), у вигляді суми усередненою по витраті $\bar{f}$ і пульсаційною f' величин, і, використовуючи правила лінійного усереднювання [100], запишемо для будь-якого інтегрального показника F

$$F = \bar{f}_1 \bar{f}_2 + \overline{f'_1 f'_2}, \quad (4.30)$$

де

$$F = \frac{1}{Q} \int_Q f_1 f_2 dQ, \quad \bar{f}_1 = \frac{1}{Q} \int_Q f_1 dQ, \quad \bar{f}_2 = \frac{1}{Q} \int_Q f_2 dQ.$$

Чисельна оцінка показує можливість нехтувати (з достатньою для практики точністю) квадратичним пульсаційним членом $\overline{f'_1 f'_2}$ в (4.30).

Таким чином, приблизно можна записати $F = \bar{f}_1 \bar{f}_2$. Використовуючи останнє співвідношення, представимо формулу для усереднених втрат тертя в НА (4.16) у вигляді:

$$\bar{h}_{mp, HA} = \frac{1}{2g} \bar{\xi}_{mp} \tilde{C}_2^2,$$

$$\text{де } \bar{\xi}_{mp} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{mp} dQ, \quad \tilde{C}_2 = \tilde{C}_{2m} \sin \tilde{\alpha}_2; \quad \tilde{C}_{2m} = \frac{Q}{F_2 \cos \delta_2}.$$

Аналогічним чином, використовуючи правила лінійного усереднювання, знайдемо

$$\bar{h}_{kp} = \bar{\xi}_{kp} \frac{C_2^2}{2g};$$

$$\bar{h}_{уд} = \bar{\xi}_{уд} \frac{C_{1m}^2}{2g} (ctg\tilde{\alpha}_1 - ctg\alpha_{\beta.o})^2.$$

Використовуючи рівняння витрати $C_{1m} 2\pi r_1 b_1 = C_{2m} 2\pi r_2 b_2$ і, замінюючи

$\tilde{C}_{2m} = \frac{C_2}{\sin\alpha_2}$, формулу ударних втрат можна представити у вигляді:

$$\bar{h}_{уд} = \bar{\xi}_{уд} \frac{C_2^2}{2g},$$

$$\text{де } \bar{\xi}_{уд} = \chi \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (ctg\tilde{\alpha}_1 - ctg\alpha_{\beta.o})^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_2.$$

4.4.2. Сумарні втрати в НА, таким чином, виражаються через усереднену швидкість в перетині за НА

$$\bar{h}_{НА} = \bar{\xi}_{mp} \frac{C_2^2}{2g} + \bar{\xi}_{kp} \frac{C_2^2}{2g} + \bar{\xi}_{уд} \frac{C_2^2}{2g} + \xi_{кц} \frac{C_2^2}{2g} \quad (4.31)$$

де $\bar{\xi}_{mp}, \bar{\xi}_{kp}, \bar{\xi}_{уд}$ и $\xi_{кц}$ знаходяться відповідно за допомогою формул (4.20), (4.22), (4.27) и (4.24).

$$\text{Враховуючи, що } \tilde{C}_2 = \frac{C_{2m}}{\sin\alpha_2} = \frac{Q}{\sigma_0 \sin\alpha_2}; \sigma_0 = 2\pi r_{2HA} b_0; k_h = \frac{g\bar{h}D^4}{Q^2}$$

приведемо (4.31) до безрозмірної форми:

$$k_{hHA} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_0}{D} \right)^2 \left(\frac{r_{2HA}}{D} \right)^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_2} [\bar{\xi}_{mp} + \bar{\xi}_{kp} + \bar{\xi}_{уд} + \xi_{кц}] \quad (4.32)$$

Коефіцієнти и зв'язані співвідношенням

$$\xi_{HA} = \frac{\bar{h}_{НА}}{\frac{C_2}{2g}} = \frac{\bar{h}_{НА} \sin^2 \tilde{\alpha}_2}{\frac{C_{2m}^2}{2g}} = \frac{2g\bar{h}_{НА} \sin^2 \tilde{\alpha}_2 D_{2HA}^2 b_0^2 \pi^2}{Q^2};$$

$$\xi_{HA} = k_{hHA} 2\pi^2 D_{2HA}^2 b_0^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_0,$$

де

$$D_{2HA} = \frac{D_{2HA}}{D}; b_0 = \frac{b_0}{D}.$$

Враховуючи залежності (4.22), (4.20), (4.22), (4.24), (4.27), запишемо вираження коефіцієнта опору $k_{hHA} = \frac{g\bar{h}_{HA} D^4}{Q^2}$ від геометричних і кінематичних параметрів у вигляді:

$$k_{hHA} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_{HA}}{D}\right)^2 \left(\frac{r_{2HA}}{D}\right)^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_{2HA}} \left\{ \frac{2CI_{HA} I_{HA}}{\sin \tilde{\alpha}_{2HA} t_{2HA}} + \frac{0,2\Delta_{HA}}{t_{2HA} \sin \alpha_2} + \frac{0,13I_{HA}}{\text{Re}_{HA}^{0,2} b_{HA}} \left(1 - \frac{I_{HA}}{r_{HA}}\right)^{0,8} \left[1 + 0,7 \left(1 - \frac{ctg \tilde{\alpha}_{1HA}}{ctg \tilde{\alpha}_{2HA}}\right)^2 \left(\frac{t_{2HA}}{I_{HA}}\right)^2 \cos^2 \alpha_{2HA} \right] + \chi_{HA} \frac{(ctg \tilde{\alpha}_{1HA} - ctg \tilde{\alpha}_{boHA})^2 r_{2HA}^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_2}{r_{1HA}^2} \right\}. \quad (4.33)$$

Доданки, що стоять у фігурних дужках є відповідно коефіцієнтами втрат тертя $\xi_{трHA}$, кромкових $\xi_{крHA}$, кінцевих $\xi_{кцHA}$ і ударних $\xi_{удHA}$.

4.4.3. Аналогічний підхід використаний для запису вираження коефіцієнта втрат в ґратах статора. Картина ліній струму в спіральній камері і статорі залишається незмінною в діапазоні основних режимів роботи універсальної характеристики. Це дозволяє нехтувати ударними втратами, що виникають при зміні розташування вхідних кромок по відношенню до напрямку вхідній швидкості.

Коефіцієнт тертя статора дорівнює:

$$k_{hcm} = \frac{2CI_{cm} I_{cm}}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{2cm} t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}.$$

Для знаходження I_{cm} можна використовувати (3.20), вважаючи $\alpha_{1cm} = \alpha_{2cm}$.

Для оцінки коефіцієнта кінцевих $\xi_{кц}$ втрат в статорі використовуємо наближену формулу Степанова Г.Ю. [14]:

$$\xi_{сткц} = 2\xi_{тр} \frac{a_{cm}}{b_{cm}},$$

де a_{cm} – відстань в світу між лопатками статора.

Коефіцієнт кінцевих втрат дорівнює:

$$k_{сткц} = \frac{2\xi_{тр} \frac{a_{cm}}{b_{cm}}}{8\pi^2 \sin^2 \alpha_{2cm} \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2}.$$

Заміняючи, $a_{cm} = t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}$ та $\xi_{тр} = \frac{2Cl_{cm}/cm}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}$, знаходимо

$$k_{сткц} = \frac{2Cl_{cm}/cm}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{2cm} t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} \frac{2t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}{b_{cm}}.$$

Коефіцієнт кромкових втрат в статорі:

$$k_{сткр} = \frac{2Cl_{cm}/cm}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{2cm} t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} \frac{0,2\Delta_{кр.ст}}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}.$$

Сумарний коефіцієнт втрат в решітці статора:

$$k_{hcm} = \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{cm}} \left[\frac{2Cl_{cm}/cm}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} + \frac{0,2\Delta_{кр.ст}}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} + \frac{2Cl_{cm}/cm}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} \left(\frac{2t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}{b_{cm}} \right) \right]. \quad (4.34)$$

4.4.4. Коефіцієнт опору спіральної камери в досить широкому діапазоні режимів роботи гідротурбіни міняється трохи і в рамках даного підходу його можна вважати постійним, оцінюючи за дослідними даними для гідротурбін близької швидкохідності.

Втрати в спіральній камері можуть бути виражені залежно від швидкісного напору у вхідному перетині

$$h_{cn} = \xi_{cn} \frac{C_{BX}^2}{2g}.$$

Замінюючи, знаходимо формулу відносної втрати (по відношенню до напору)

$$\frac{h_{cn}}{H} = \frac{\xi_{cn}}{F_{BX}^2 2g} Q_l^2,$$

де $F_{BX} = \frac{F_{BX}}{D^2}$, F_{BX} – вхідний переріз спіралі.

Для металевих спіральних камер з кутом обхвату $\varphi^0 = 345^\circ - 360^\circ$ за дослідними даними [15] $\xi_{cn} = 0.15-0.25$. Зв'язок коефіцієнтів опору ξ_{cn} і

$k_{cn} = \frac{ghD^4}{Q^2}$ має вигляд

$$k_{hcn} = \frac{gh_{cn}}{HQ_l^2} = \frac{\xi_{cn}}{2F_{cn}^2}. \quad (4.35)$$

4.4.5. Підсумовуючи вирази коефіцієнтів спіральної камери, статора, НА, отримаємо підсумкове вираження для коефіцієнта втрат в підвідній частині:

$$k_{\text{підвода}} = \frac{\xi_{cn}}{2F_{BX}^2} + \frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{b_{cm}}{D}\right)^2 \left(\frac{r_{2cm}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{2cm}} \left[\frac{2Cl_{cm} I_{cm}}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} (1 + \frac{2t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}}{b_{cm}}) + \frac{0,2\Delta_{kp.cm}}{t_{2cm} \sin \alpha_{2cm}} \right] +$$

$$\frac{1}{8\pi^2 \left(\frac{r_{2HA}}{D}\right)^2 \left(\frac{b_{HA}}{D}\right)^2 \sin^2 \alpha_{2HA}} \left\{ \frac{2Cl_{HA} I_{HA}}{t_{2HA} \sin \alpha_{2HA}} + \frac{0,2\Delta_{kp.HA}}{t_{2HA} \sin \alpha_{2HA}} + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{0,13}{\operatorname{Re}_{HA}^{0,2} b_{HA}} \left(1 - \frac{l_{HA}}{r_{1HA}}\right)^{0,8} \left[1 + 0,7 \left(1 - \frac{\operatorname{ctg} \alpha_{1HA}}{\operatorname{ctg} \alpha_{2HA}}\right)^2 \left(\frac{t_{2HA}}{l_{HA}}\right)^2 \cos^2 \alpha_{2HA} \right] + \\
& + \chi \frac{(\operatorname{ctg} \alpha_{1HA} - \operatorname{ctg} \alpha_{b.o.HA})^2 r_{2HA}^2 \sin^2 \tilde{\alpha}_{2HA}}{r_{1HA}^2} \Bigg\}. \quad (4.36)
\end{aligned}$$

Вираженням (4.36) є ММ опору підводу гідротурбіни. Ця модель описує залежність коефіцієнта опору підводу від геометричних параметрів і усереднених кутів потоку, що створюються спіральною камерою $\tilde{\alpha}_{cn}$ і направляючим апаратом $\tilde{\alpha}_{2HA}$.

4.5. Чисельне дослідження впливу геометричних параметрів підведення на характеристику опору направляючого апарату

4.5.1. ММ опору (4.36) є основою для проведення чисельного дослідження впливу геометричних параметрів на характеристику опору підвідної частини. Очевидно, для зменшення втрат енергії в підвідній частині гідротурбіни, слід прагнути до зменшення коефіцієнтів втрат в зоні основних експлуатаційних режимів.

Метою такого дослідження, перш за все, є виявлення таких чинників (геометричних і кінематичних параметрів), які найістотніше впливають на величини і характер зміни коефіцієнта втрат в підвідній частині гідротурбіни. Необхідність такого дослідження виникає вже на початкових етапах проектування ПЧ, при виборі основних геометричних параметрів підведення [16].

Відомо, що збільшення вхідного перетину спіралі сприяє зменшенню втрат енергії в підвідній частині і, отже, поліпшенню енергетичних показників гідротурбіни хоча при цьому збільшуються габарити спіральної камери, що пов'язане із зростанням капітальних витрат. Тому вибір геометрії частини, що підводить, повинен вироблятися у кожному

конкретному випадку на підставі порівняльного чисельного аналізу втрат енергії при різних геометричних параметрах. Природно результати такого аналізу мають бути погоджені з даними техніко-економічних розрахунків за визначенням вартості капітальних робіт і гідротурбінного устаткування.

4.5.2. Спіральна камера і статор формують перед НА потік певного напрямку, потоку, що характеризується кутом α_0 .

При зміні геометрії спіральної камери і статора змінюється величина кута $\tilde{\alpha}_{cn}$ і, отже, змінюються умови обтікання лопаток НА. Через це змінюється коефіцієнт опору НА.

На рис 4.12-4.14 у вигляді сімейства ізолій k_{HA} представлені залежності коефіцієнта опору від усереднених кутів потоку $\tilde{\alpha}_{cn}$ і $\tilde{\alpha}_0$ для 3-х НА з різною висотою.

Розрізи цих графіків $\tilde{\alpha}_{cn} = const$ характеризують зміну коефіцієнта опору НА залежно від усередненого кутів $\tilde{\alpha}_0$ та $\tilde{\alpha}_{cn}$ при фіксованій геометрії статора.

У спіральних камерах зміна кута $\tilde{\alpha}_{cn}$ досягається зміною геометричних розмірів вхідного перетину і форми поперечних перетинів. Тому графіки $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_{cn}, \tilde{\alpha}_0)$ приведені на рис 4.12-4.14 в узагальненому вигляді відображають вплив геометричних параметрів спіральної камери і статора на характеристику опору НА.

На рис 4.12 приведені залежності $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ для направляючого апарату з висотою $\frac{b_0}{D} = 0,08$, відповідні різним кутам спіралі $\tilde{\alpha}_{cn} = 20^\circ, 23^\circ, 30^\circ$. Як випливає з графіків, збільшення кута спіралі $\tilde{\alpha}_{cn}$ приводить до зсуву мінімального кута α_{0min} (кута, при якому досягається мінімум коефіцієнта опору) в область великих значень $\tilde{\alpha}_0$. При цьому

відбувається зменшення мінімального значення коефіцієнта опору k_{HAmin} .

Величина α_{0min} відповідає мінімуму кривої $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$, близька $\tilde{\alpha}_{cn}$.

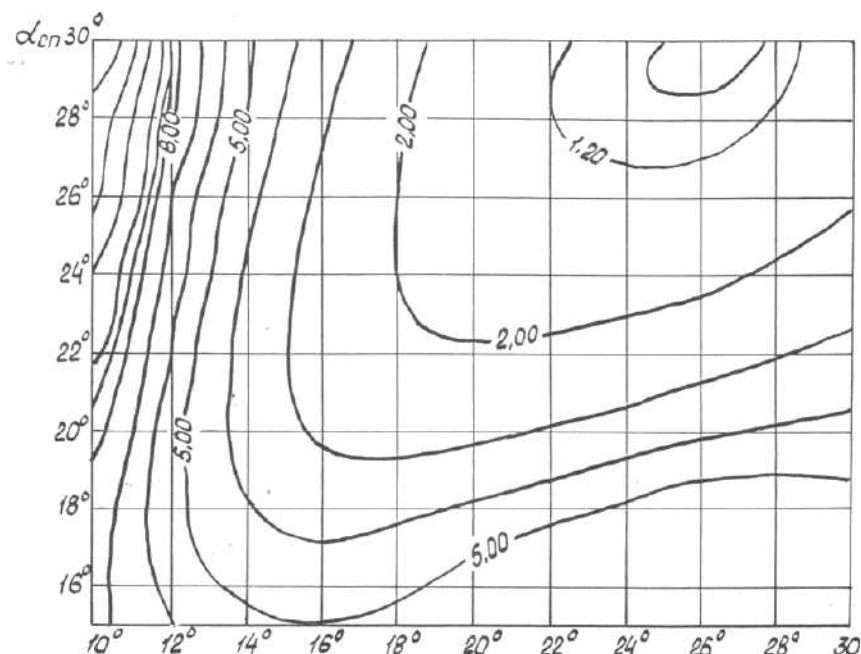


Рисунок 4.12 – Коефіцієнт опору НА висотою $b_0=0.08$

Графіки, приведені на рис.4.12-4.14 можуть бути використані для вибору основних геометричних параметрів підвідної частини (діаметру вхідного перетину спіралі, габаритні розміри спіралі в плані) при проектуванні ПЧ гідротурбіни.

Розглянемо вплив відносної висоти $\frac{b_0}{D}$ на характеристику опору НА $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ при фіксованому куті α_{cn} .

На рис 4.16 приведені залежності $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ для НА з різними висотами: $\frac{b_0}{D} = 0,08$, $\frac{b_0}{D} = 0,16$, $\frac{b_0}{D} = 0,25$. Як випливає з розгляду графіків із зменшенням висоти НА збільшується крутість кривих $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$. Рис. 4.16 ілюструє зростання ролі направляючого апарату в енергетичному балансі гідротурбіни зі зменшенням його висоти.

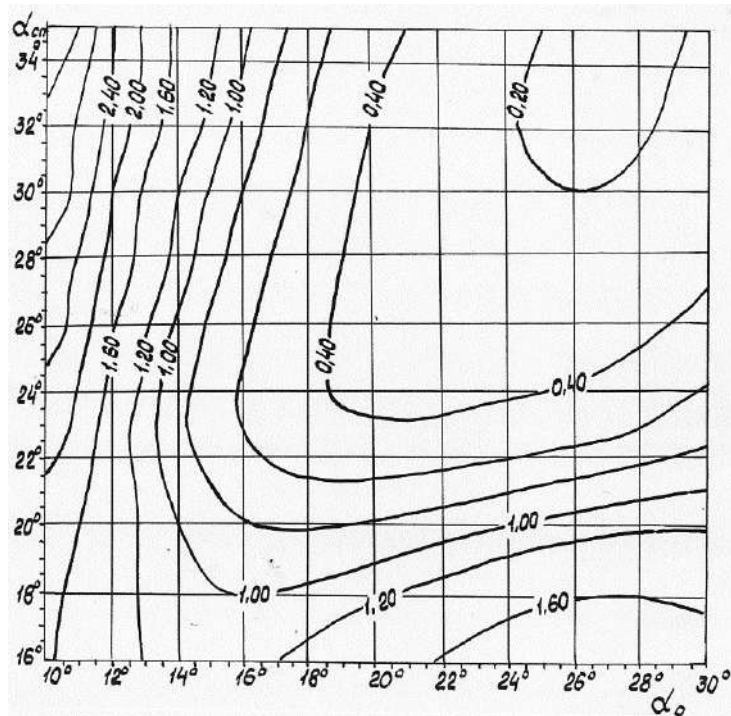


Рисунок 4.13 – Коефіцієнт опору НА висотою $b_0=0.16$

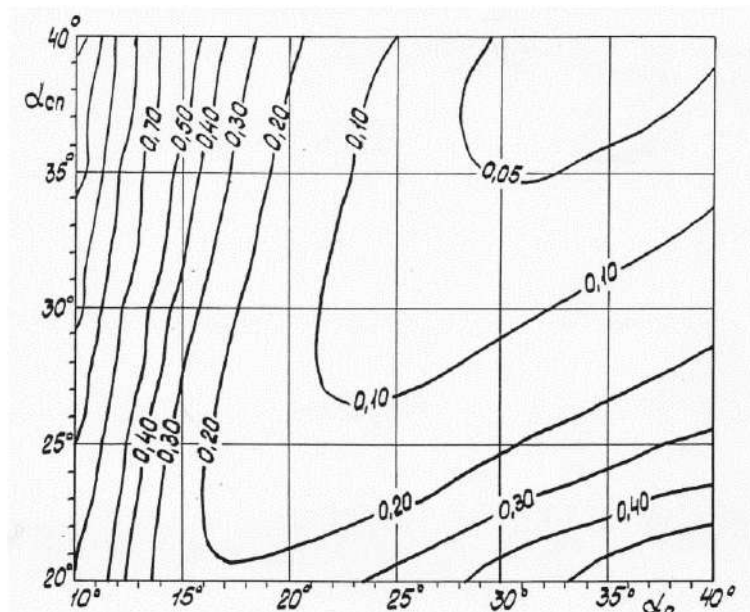


Рисунок 4.14 – Коефіцієнт опору НА висотою $b_0 = 0.25$

На рис 4.17 і 4.18 показана зміна коефіцієнтів окремих видів втрат тертя, кромкових, ударних, кінцевих залежно від $\tilde{\alpha}_0$ для двох направляючих апаратів з висотами $\frac{b_0}{D} = 0,08$ і $\frac{b_0}{D} = 0,25$. Зменшення висоти НА приводить до збільшення коефіцієнтів ударних і кінцевих втрат.

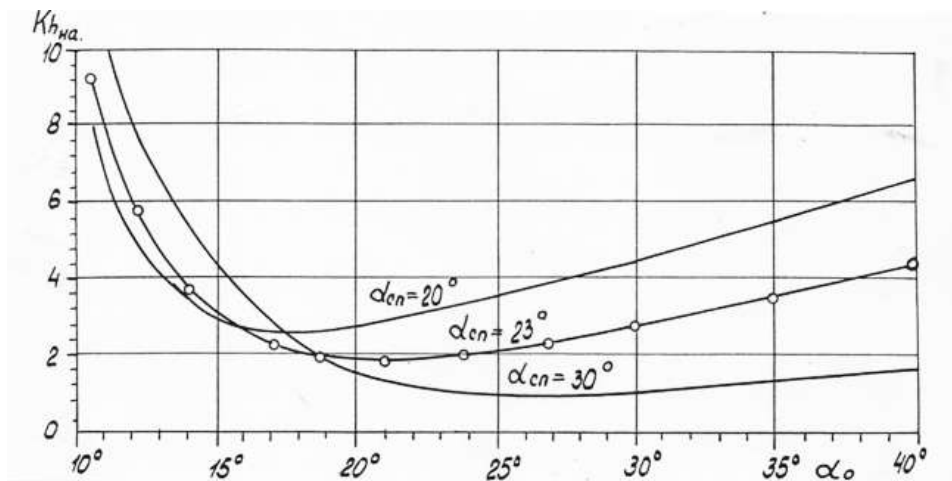


Рисунок 4.15 – Вплив кута спіралі на коефіцієнт опору НА

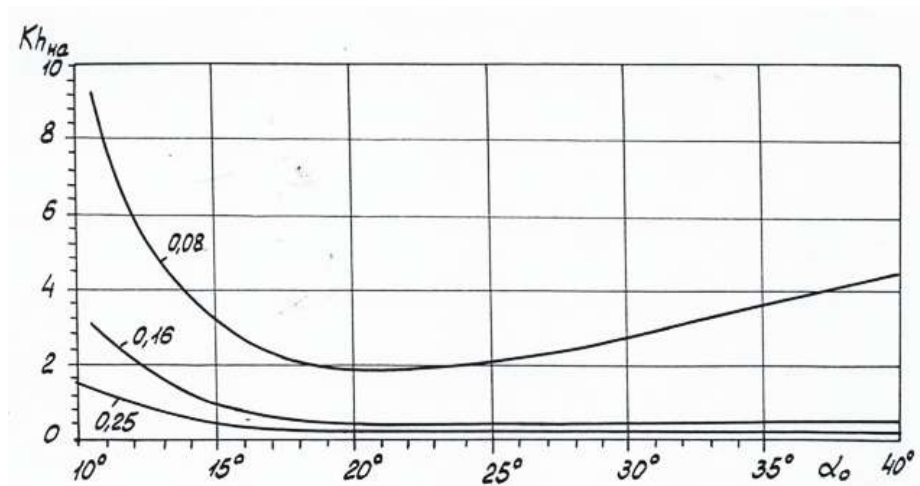


Рисунок 4.16 – Вплив висоти ПЧ на коефіцієнт опору НА

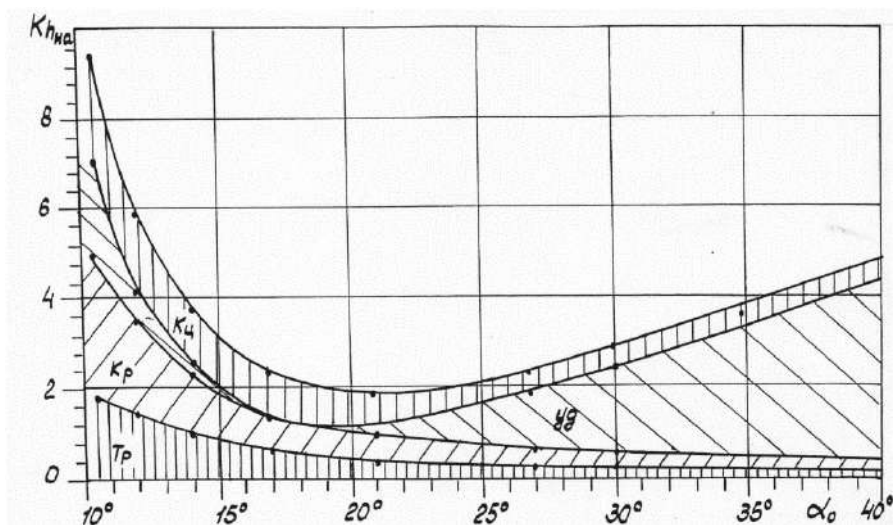


Рисунок 4.17 – Складові коефіцієнтів опорів НА висотою $b_0 = 0.08$:
1 – тертя; 2 – кромкові 3 – ударні; 4 – кінцеві

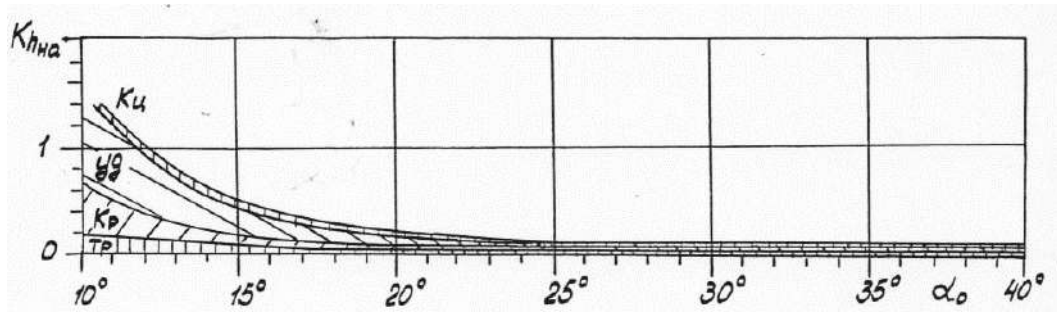


Рисунок 4.18 – Складові коефіцієнтів опорів НА висотою $b_0 = 0.16$:
1 – тертя; 2 – кромкові; 3 – ударні; 4 – кінцеві

На рис 4.19 наведені залежності коефіцієнтів втрат $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ НА з лопатками симетричного і асиметричного профілів (позитивної і негативної кривизни). Ці графіки відображають вплив кривизни профіля лопатки на характеристику опору НА $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ при фіксованому вугіллі спіралі $\tilde{\alpha}_{cn} = 23^\circ$. Як впливає з графіків, перехід від асиметричного профілю негативної кривизни до профілю позитивної кривизни приводить до зсуву мінімуму кривою $k_{HA} = f(\tilde{\alpha}_0)$ в область великих кутів. При цьому зменшуються значення k_{HAmin} відповідні цьому мінімуму.

На мал. 4.20 представлені результати чисельного розрахунку відносних втрат в частині, що підводить, гідротурбіни РО310, які в зоні експлуатаційних відкриттів НА добре узгоджуються з дослідними даними [3].

Наведені вище результати відображають вплив основних геометричних параметрів частини, що підводить, на характеристику опору НА. Знання їх, необхідно для цілеспрямованого внесення змін до геометрії проточної частини гідротурбіни з метою вдосконалення її енергетичних показників.

4.5.3. Використання математичної моделі для проведення багатоваріантного аналізу в процесі чисельного дослідження впливу геометричних параметрів підвідної частини, ускладняється тим, що окремі геометричні параметри (радіуси вхідних і вихідних кромek, вхідні і вихідні

кути і ін.) змінюються залежно від відкриття НА. Вказана обставина істотно ускладнює проведення оптимізаційних досліджень. Представляється доцільним спростити модель (4.36) за рахунок деякого зменшення числа змінних параметрів, залишаючи при цьому ті, вплив яких найістотніше.

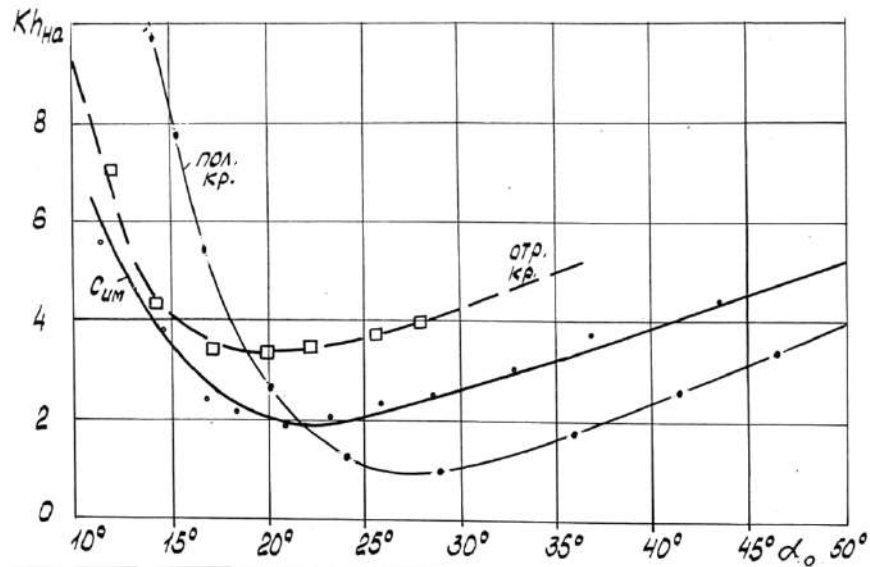


Рисунок 4.19 – Вплив профілю лопатки на коефіцієнт опору НА:
1 – позитивної кривизни; 2 – симетричний; 3 – негативної кривизни

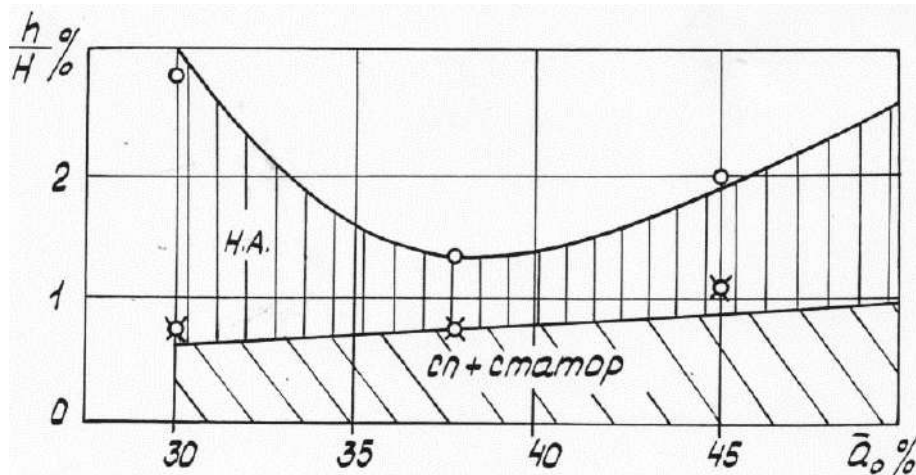


Рисунок 4.20 – Порівняння дослідних і розрахункових відносних втрат підвідної частини гідротурбіни РО310: о, × – дослідні значення;
— – розрахунок

Дослідження на спрощених моделях ефективні на початкових стадіях проектування ПЧ, де, як правило, виявляється вплив основних факторів на гідродинамічні характеристики елементів гідромашин.

Для побудови спрощених моделей використовуються методи ідентифікації, що передбачають побудову моделі ідентифікації. Побудова моделі ідентифікації зводиться до вибору структури математичної моделі і подальшого визначення коефіцієнтів цієї моделі. При цьому параметри моделі можуть знаходитися або за допомогою дослідних даних, що відображають зв'язок між вхідними і вихідними параметрами досліджуваного технічного об'єкту, або за допомогою чисельного експерименту, що проводиться на точнішій моделі, що приймається як початкова [17, 18].

При побудові спрощеної моделі опору НА будемо виходити з даних розрахунку на вихідній моделі (4.23). Основні результати розрахунку зводяться до наступних:

- криві $k_{HA} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$ при $\frac{\Gamma_{cn} D}{Q} = const$ мають один мінімум;
- величини $\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)_{\min}$, $k_{HA} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$,
відповідні мінімуму кривих $\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}\right)$,
близькі відповідним значенням $\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}\right)$;
- величини $k_{H\text{срmin}}$ кривих $k_{HA} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$ залежать від $\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}\right)$;
- поведінка кривих $k_{HA} = f\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$ в області мінімуму може бути з достатньою точністю описано квадратичною параболою.

Вважаючи $\frac{\Gamma_{cn}D}{Q} = \left(\frac{\Gamma_oD}{Q}\right)_{\min}$ і враховуючи висловлені вище міркування про характер кривих $k_{HA} = f\left(\frac{\Gamma_oD}{Q}\right)$ в області мінімуму, запишемо вираз для коефіцієнта опору в наступному структурному вигляді:

$$k_{HA} = k_{HAM} \left(\frac{\Gamma_{cn}D}{Q}\right) + a \left(\frac{\Gamma_{cn}D}{Q} - \frac{\Gamma_oD}{Q}\right)^2. \quad (4.37)$$

Коефіцієнт a параболи (4.37) залежить лише від геометрії НА. Коефіцієнт k_{HAM} залежить від кута потоку, що створюється спіральною камерою і статором. При фіксованій геометрії спіральної камери і статора k_{HAM} зберігає постійне значення.

Спрощена модель (4.37) використовується надалі при проведенні чисельних досліджень впливу геометричних параметрів підвідної частини на енергетичні характеристики гідротурбіни.

4.6. Експериментальне визначення гідродинамічних характеристик підвідної частини гідротурбіни

Для порівняння результатів розрахункових досліджень, виконаних для підвідної частини високонапірної гідротурбіни по отриманій ММ (4.36) були проведені експериментальні дослідження за визначенням усереднених кінематичних характеристик і коефіцієнтів опорів елементів підведення. Дослідження проводилися по методиці, викладеній в роботах [10, 19] на гідродинамічному стенді кафедри гідромашин НТУ «ХП».

Конструкція стенду (рис. 4.21) дозволяє проводити поряд з енерго-кавітаційними випробуваннями, дослідження енергобалансових характеристик елементів проточної частини.

Для визначення усереднених кінематичних характеристик елементів підвідної частини (спіральної камери, колон статора і НА) застосовувалась вимірювальна решітка, яка встановлювалась в проточній частині замість РК (рис. 4.9). Момент на валу, що створюється потоком рідини при протіканні через вимірювальну решітку врівноважувався ваговим пристроєм (рис. 4.21).

Величина гідравлічного моменту на вимірювальній решітці і усереднений кут потоку визначаються залежностями (4.22, 4.23). Для досліджуваної підвідної частини $b_0 = 23.1 \text{ мм}$, $l = 795.5 \text{ мм}$, $D_1 = 350 \text{ мм}$ усереднений кут потоку визначався залежністю:

$$\operatorname{ctg} \tilde{\alpha}_i = 0.00115 \frac{P}{(Q\eta_0)^2}$$

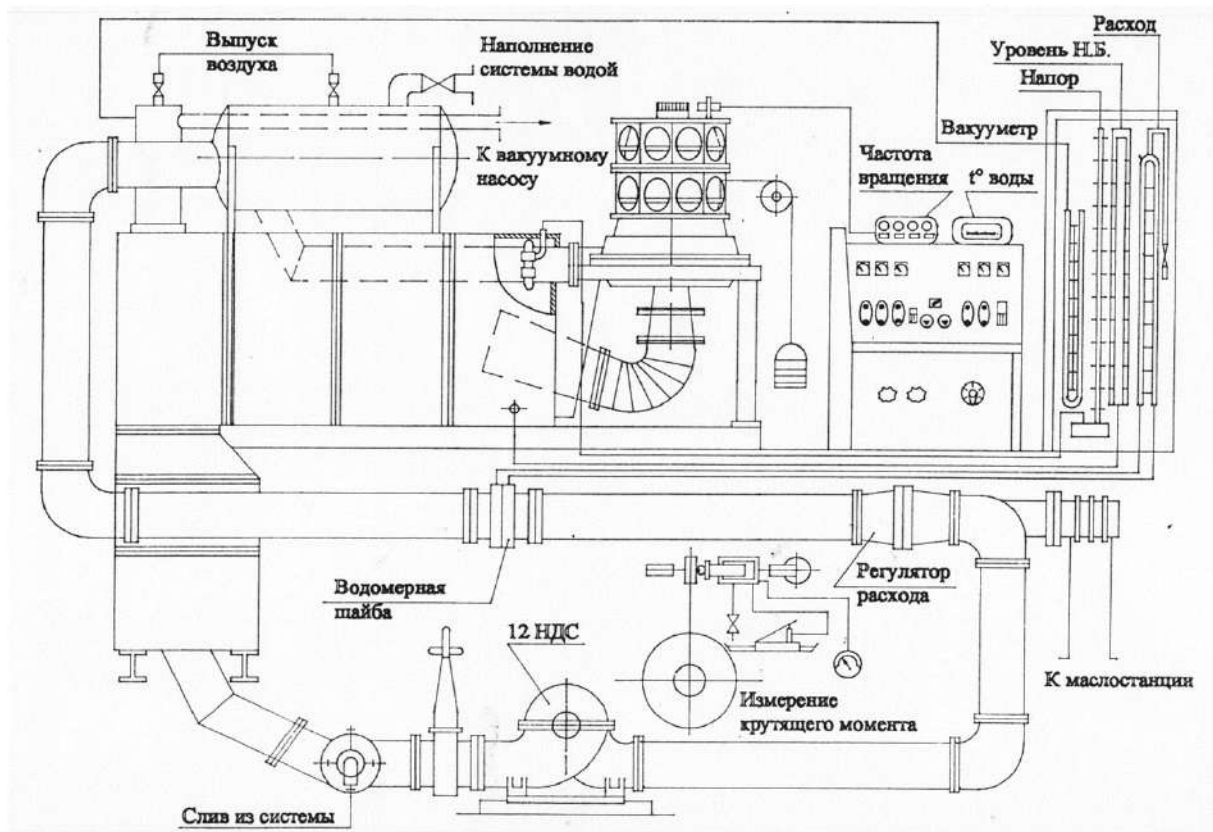


Рисунок 4.21 – Схема гідродинамічного стенду

Гранична відносна похибка $ctg\alpha$ визначається похибкою у визначенні ваги врівноважуючих вантажів P і витрати рідини Q . Гранична відносна похибка у визначенні $ctg\alpha$ складала $\delta = 1.8 \%$.

Для експериментального визначення втрат енергії в елементах проточної частини необхідно знати величину енергії в характерних перетинах ПЧ. Енергія в кожному з перетинів (рис. 4.23) визначалася за допомогою виміру інтегрального значення п'єзометричного натиску $\frac{p_i}{\rho g}$ і розрахунку швидкісного натиску $\frac{a\bar{C}_i^2}{2g}$. Середня швидкість в характерних перетинах

визначалася через радіальну складову як $C_i = \frac{C_{r_i}}{\sin\alpha_i}$, у свою чергу C_{r_i} знаходилося по витраті через ПЧ:

$$C_{r_i} = \frac{Q}{2\pi r_i b_0},$$

де r – радіус мірного перерізу.

Для визначення значень $\frac{p_i}{\rho g}$ в трьох циліндрових перетинах ПЧ були виконані отвори для відбору тиску. У кожному циліндровому перетині є по вісім отворів, які закріплені колектором і виведені на п'єзометричний щит (рис. 4.22). Втрати енергії в перетині частини, що підводить, визначалися по формулі:

$$h_{n_i} = \frac{p_1 - p_i}{\rho g} + \frac{a_1\bar{C}_1^2 - a_i\bar{C}_i^2}{2g}.$$

Відповідно коефіцієнт опору для кожного елемента підводу знаходився як

$$K_{h_i} = \frac{gh_{n_i} D^4}{Q^2}.$$

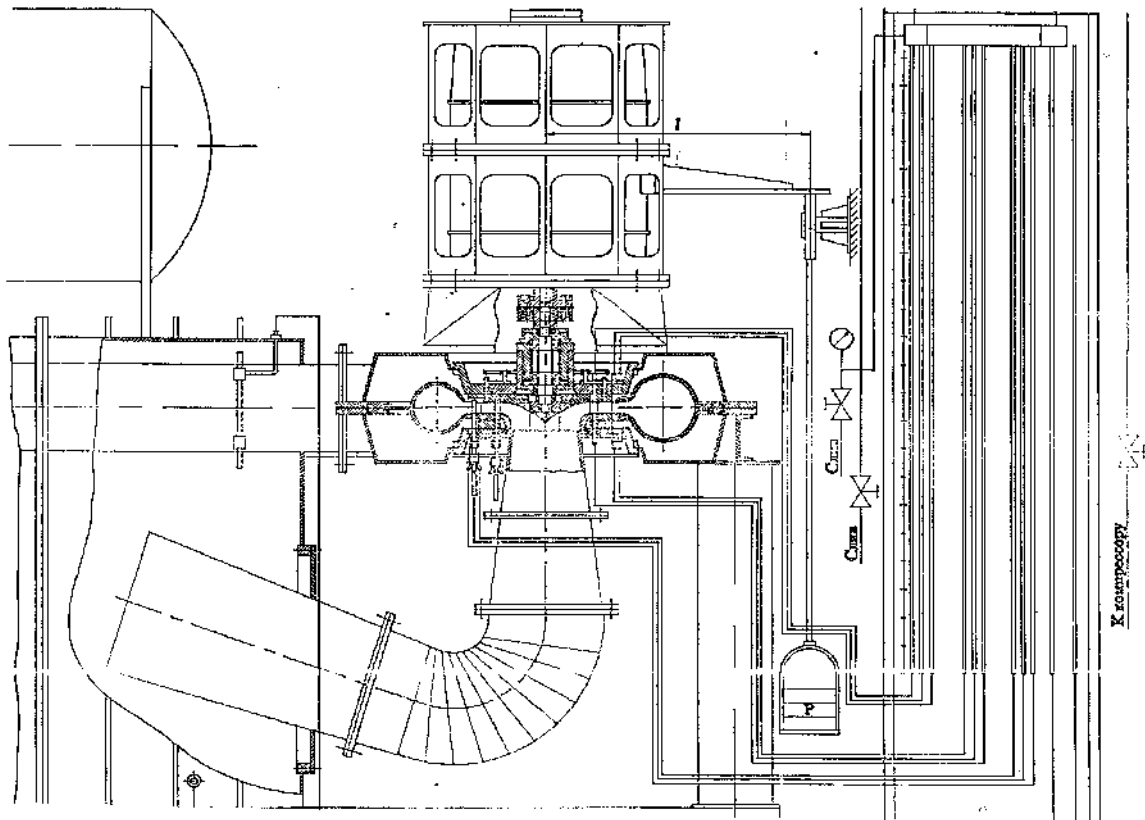


Рисунок 4.22 – Схема експериментальної установки по дослідженню гідродинамічних характеристик підвідної частини гідротурбіни

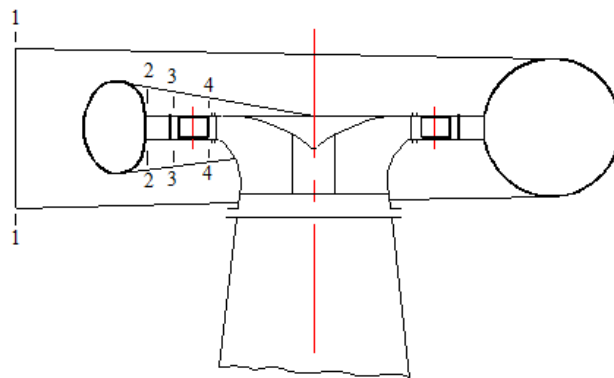


Рисунок 4.23 – Схема характерних перетинів підвідної частини досліджуваної гідротурбіни

Гранична відносна похибка у визначенні втрат енергії визначається погрішністю у визначенні п'єзометричного напору $\frac{p_i}{\rho g}$, витрати Q і усередненого кута потоку $\tilde{\alpha}_i$ і складала $\delta_{k_h} = 2,34$ %. Досліджувана проточна частина складалася із спіральної камери, ґрат статора і НА з числом колон рівним числу лопаток НА $z_{cm} = z_{HA} = 20$. Лопатка НА мала

наступні характеристики: густина решітки $\frac{l}{t} = 1,09$, відносна товщина профілю 15,6 %, відносна висота $\bar{b}_0 = 0,061$.

При визначенні усереднених параметрів потоку, що створюються спіральною камерою, проточна частина складалася із спіралі, вимірювальної решітки і відсмоктуючої труби. Потім в проточну частину встановлювалася решітка статора і визначалися параметри потоку за колонами статора (перетин 3-3, рис. 4.23). Далі встановлювався НА і проводилися виміри при різних відкриттях НА [20]. Значення кутів усередненого потоку і величин енергій в характерних перетинах визначалися при 8-12 значеннях напору. Зміна напору в межах 4-10 м не приводила до зміни усереднених параметрів потоку для даної підвідної частини.

На рис. 4.24 представлена експериментальна гідродинамічна таріровка досліджуваного НА, яка задовільно узгоджується з даними, отриманими в результаті розрахунку решіток НА за допомогою задачі обтікання ЦКТІ. Дослідні значення коефіцієнта опору підводу (рис. 4.24) добре узгоджуються в діапазоні відкриттів $a_0 = 20 - 40$ мм з коефіцієнтами опору, отриманих в результаті розрахункових досліджень по формулі (4.33).

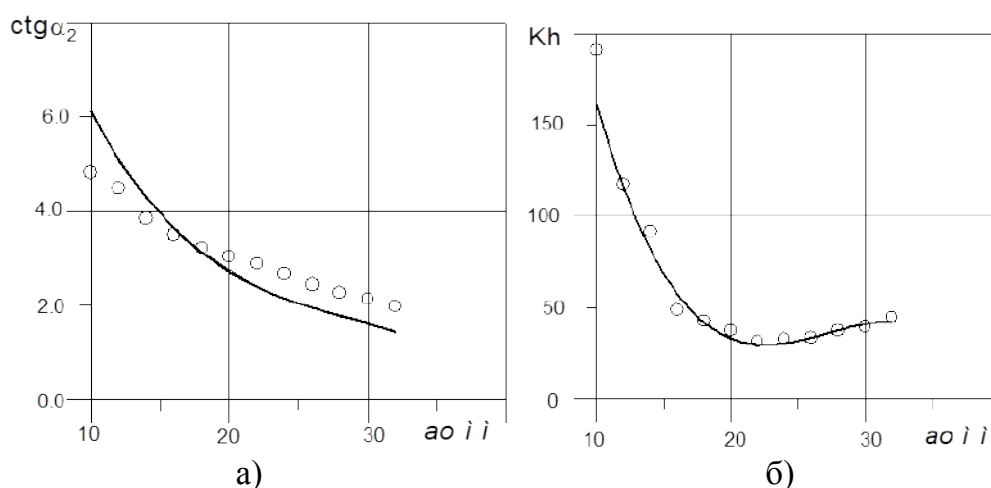


Рисунок 4.24 – Гідродинамічні характеристики НА висотою $b_0 = 0,061$:
а) $ctg \alpha_2 = f(a_0)$; б) $K_h = f(a_0)$; в) $Kh = f(a_0)$; о – дослідні значення; — – розрахунок.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. В результаті аналізу дослідних досліджень просторової структури потоку в підвідній частині гідротурбін в діапазоні швидкохідності 90-250 систематизовані і узагальнені дані про структуру потоку як розподілених по перетину, так і усереднених. Ці дані є початковими для побудови моделей опору.

2. Розроблена математична модель опору підвідної частини гідротурбіни, що дозволяє чисельне досліджувати вплив геометричних параметрів підводу і кута потоку спіралі в широкому діапазоні напорів $H = 45-500$ м. На підставі запропонованої моделі складений алгоритм і програма розрахунку. Розрахункові дослідження, виконані по запропонованій ММ добре узгоджуються з результатами експериментальних даних.

3. Отримані узагальнені графіки, що відображають в узагальненому вигляді вплив спіральної камери і статора на характеристику опору НА, які можуть бути використані для вибору основних геометричних параметрів проточної частини на початкових етапах проектування у поєднанні з прогностичними розрахунками енергетичних характеристик.

4. На підставі розрахункових досліджень виявлені закономірності зміни коефіцієнта опору НА залежно від його висоти. Для турбін високої і середньої швидкохідності характерна слабка зміна коефіцієнта опору в діапазоні робочих відкриттів, то для тихохідних гідротурбін криві зміни коефіцієнта опору характеризуються зростанням величин при відході від мінімального значення, і мають явно виражений мінімум. Такий характер зміни кривої опору зі зміною напору обумовлюється зміною співвідношення кінцевих, ударних і втрат тертя.

5. Встановлені можливості цілеспрямованої зміни характеристики втрат. Так зміною кута спіралі можна добитися зсув мінімуму коефіцієнта

опору в область великих витрат, такий же результат може бути отриманий за рахунок зміни форми профілю.

6. Запропонована спрощена модель опору підвідної частини, що враховує в узагальненій формі вплив основних геометричних параметрів на гідродинамічні характеристики НА. Ця модель призначена для проведення розрахункових досліджень на ранніх стадіях проектування ПЧ гідротурбіни.

7. Розроблені моделі з відповідним програмним забезпеченням можуть бути рекомендовані для уточненого вибору геометричних параметрів підвідної частини (висоти, форми профілю, кута спіралі). При цьому вибір геометричних параметрів за нормативними даними слід розглядати як первинне наближення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. Михайлов И.В. Турбинные камеры электростанций. – М.: Энергия, 1970. – 272 с.
2. Барлит В.В. Параметры потока на входе и выходе из рабочих колес радиально-осевых гидротурбин различной быстроходности // Гидравлические машины. – 1992. - Вып.26. -С.19-28.
3. Ласенко В.Е., Булгаков В.А., Дранковский В.Э. Некоторые результаты экспериментального исследования структуры потока в спиральной камере и направляющем аппарате высоконапорной радиально-осевой гидротурбины РО310 // Гидравлические машины. – 1976. - Вып.10. - С.77-80.
4. Новодережкин Р.А. Исследование потока и потерь энергии в спиральных камерах, статоре и н.а. турбин гидроэлектростанций: Автореф. дис...канд. техн. наук: М., 1969. –27с.
5. Потетенко О.В., Панченко Н.С. “Вихревой характер движения жидкости в спиральной камере и межлопастных каналах направляющего аппарата высоконапорных радиально осевых гидротурбин РО500 // Гидравлические машины. - 1973. - Вып.7. - С.3-9.
6. Lugaresi A., Massa A. Designing Francis turbines trends in the last decade//International Water Power and Dam Construction. -1987.- Vol.39, N11,- P.23-28.
7. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978. -280 с.
8. Ласенко В.Е., Булгаков В.А., Дранковский В.Э. Экспериментальное исследование структуры потока в спиральной камере тихоходной радиально-осевой гидротурбины РО310// Гидравлические машины. – 1977.- Вып.11. -С.115-117.

9. Колычев В.А. О задании краевых условий в задаче осесимметричного движения жидкости в области рабочего колеса высоконапорной радиально-осевой гидротурбины // Гидравлические машины. -1981. - Вып. 15. - С. 51-58.

10. Никитин И.М. Новый способ экспериментального определения гидравлических потерь энергии в направляющих аппаратах гидротурбин // Тр. ВНИИГидромаша. – 1972. – Вып. 43. - С. 168-185.

11. Самойлович Г.С. Газодинамика: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Турбостроение “. – М.: Машиностроение, 1990. – 384с.

12. Дейч М.Е., Зарянкин А.Б. Газодинамика: Учеб. пособие для вузов. –М.: Энергоатомиздат, -1984. – 384с.

13. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. и др. Математическая модель сопротивления подводящей части радиально-осевой гидротурбины // Вестник ХГПУ. - Харьков,1999. - Вып.68. - С.35-48.

14. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М.: Физматгиз, 1962. -512 с.

15. Раабе И. Гидравлические машины и установки: Пер. с нем. – М.: Энергия, 1974, - 312с.

16. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б., Эскрибано Е.М. Расчет гидродинамических характеристик направляющего аппарата гидромашин // Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов.; тезисы докладов республиканской научно-технической конференции - Змиев, 1994. - ч. 2. - с. 21.

17. Раухман Б.С., Ростовцева Г.Н. Гидродинамические характеристики радиального направляющего аппарата // Энергомашиностроение. -1970. - №5, - С.27-29.

18. Яньшина И.Г. О гидравлических потерях энергии в радиальных направляющих аппаратах // Энергомашиностроение.– 1967. №5. – С 8-10.

19. Климов А.И. Новый способ определения циркуляции потока в гидромашинах // Сб. научн. – техн. информ. по гидромашиностроению, ВИГМ. – 1959. - №3(9). – С.38-41.

20. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Гидрадинамические характеристики направляющего аппарата обратимой гидромашин в турбинном режиме работы // Гидравлические машины. - 1991. - Вып. 25. - С.49-57.

РОЗДІЛ 5. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ І АЛГОРИТМИ ДЛЯ ЧИСЕЛЬНОГО АНАЛІЗУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБІНИ

Завданням чисельного аналізу енергетичних характеристик гідротурбін є дослідження впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники гідротурбіни. Найважливішими енергетичними показниками гідротурбіни, в цілому, η , N_1' , Q_1' , n_1' (ККД, потужність, витрата і обороти). Для виявлення впливу геометричних і режимних параметрів на ці показники необхідно встановити зв'язок окремих видів втрат (тертя, ударні, циркуляційні і так далі) з геометричними і режимними параметрами. Наявність таких залежностей є вихідним моментом для пошуку модифікацій ПЧ, поліпшуючих енергетичні характеристики гідротурбіни. Вигляд основних енергетичних характеристик $\eta=f(Q_1')$ при $n_1'=const$ і $\eta=f(n_1')$ при $Q_1'=const$ визначається як характером зміни теоретичним натиском, так і характерами залежностей окремих категорій втрат. У цій главі приводяться залежності, що встановлюють зв'язок коефіцієнтів теоретичного напору і окремих видів втрат, за допомогою яких встановлюється зв'язок гідравлічного ККД і потужності з геометричними і режимними параметрами гідротурбіни.

5.1. Моделювання теоретичних характеристик робочого колеса гідротурбіни

5.1.1. Розрахунок гідродинамічних характеристик робочого колеса є складовою частиною перевірного розрахунку енергетичних характеристик гідротурбіни. До складу гідродинамічних характеристик робочого колеса входять:

- кінематична і теоретична характеристики;
- характеристика втрат.

Під усередненою кінематичною характеристикою робочого колеса розуміється функціональна залежність

$$\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right),$$

де $\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q}$ – безрозмірний коефіцієнт усередненої циркуляції за просторовими

решітками робочого колеса; $\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q} = \frac{ctg \tilde{\alpha}_0}{b_0}$ – безрозмірний коефіцієнт

усередненої циркуляції, що характеризує напрям потоку за НА.

Під теоретичними характеристиками (у безрозмірній формі) розумітимемо функціональні залежності між безрозмірними комплексами:

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_{\Gamma} D}{\rho Q^2} &= f_1\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right) \\ \frac{N_{\Gamma} D^4}{\rho Q^3} &= f_2\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right) \\ \frac{g H_{\Gamma} D^4}{\rho Q^2} &= f_3\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right) \end{aligned} \right\}$$

У цих залежностях: $K_{M_{\Gamma}} = \frac{M_{\Gamma} D}{\rho Q^2}$, $K_{N_{\Gamma}} = \frac{N_{\Gamma} D^4}{\rho Q^3}$, $K_{H_{\Gamma}} = \frac{g H_{\Gamma} D^4}{Q^2}$ –

безрозмірні коефіцієнти відповідно гідравлічного моменту, гідравлічної потужності і теоретичного напору.

Функціональне представлення характеристики опору робочого колеса має вигляд:

$$K_{h_{pk}} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right)$$

Коефіцієнт втрат в РК $K_{h_{pk}}$ складає основну долю загального коефіцієнта втрат опору в проточній частині, функціональне представлення якого в проточній частині з фіксованою геометрією має вигляд [1]:

$$K_h = K_h\left(\frac{\Gamma_{cn} D}{Q}, \frac{\overline{\Gamma_o D}}{Q}\right) + K_{h_{pk}}\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right) + K_{om}\left(\frac{\omega D^3}{Q}\right).$$

При фіксованому відкритті НА ($a_0 = const$, $\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q} = \frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} = const$) залежності $K_{h_T} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right)$, $K_{h_{pk}} = f\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}\right)$ вирішальним

чином визначають величину гідравлічного ККД і характер його залежності при відході від ре-жиму максимального ККД. Найважливіші енергетичні показники: гідравлічний ККД і потужність виражаються залежно від величин K_{H_T} і K_h .

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{H_T}}{K_{H_T} + K_h}, \quad N'_I = \rho g \sqrt{\frac{g}{K_{H_T} + K_h}} \frac{K_{H_T}}{K_{H_T} + K_h}$$

У основі розрахунку теоретичних характеристик і характеристик опору елементів ПЧ лежить розрахунок кінематичних параметрів на заданому режимі роботи. При проектуванні ПЧ і дослідженні робочого процесу виявляється необхідним як знання усереднених кінематичних характеристик, так і розподіл кінематичних параметрів потоку в характерних перетинах ПЧ (1-1, 2-2).

Проточна частина гідротурбіни є рядом послідовно розміщених лопатевих систем, розділених між собою безлопатковими ділянками. Квазітривимірні методи розрахунку, засновані на комплексному вирішенні завдань обтікання і усередненого осьосиметричного потоку, в принципі

дозволяють визначити параметри потоку осьосиметричної області проточної частини (як у лопатевих, так і безлопаткових ділянках).

Приведений нижче метод розрахунку дає можливість визначати параметри потоку в області перед і за робочим колесом без використання розрахунку обтікання решіток профілів РК. Такий підхід передбачає знання розподілу кінематичних параметрів потоку перед робочим колесом, яке може бути отримано в результаті експериментальних, або розрахункових досліджень. Характерною особливістю методу, що викладається, є поєднання кінематичного опису, що базує на використанні усереднених кінематичних параметрів, з відомими методами, що дозволяють розрахувати розподілення параметрів по перетину ПЧ.

Виходитимемо з того, що відома форма потоку за направляючим апаратом, представлена у вигляді безрозмірних залежностей:

$$C_{0m}^* = \frac{C_{0m} D^2}{Q} = f_1(a_0, l_0), \quad m = m(a_0, l_0) = \frac{\Gamma_0(a_0, l_0)}{\Gamma(a_0)},$$

де l_0 – координата, відлічувана від верхнього кільця НА вздовж вихідної кромки лопатки; C_{0m}^* – безрозмірний коефіцієнт меридіональної швидкості; C_{0m} і Γ_0 – відповідно меридіональна швидкість потоку в даній точці перетину 0-0, усереднені в окружному напрямі; $\Gamma_0 = \frac{1}{Q} \int \Gamma_0 dQ$ – усереднена величина циркуляції в перетині 0-0.

Течія в безлопатевій зоні між вихідними кромками лопаток НА і вхідними кромками РК повністю визначаються завданням вказаних залежностей. Розрахунок параметрів потоку в цій області може бути проведений на підставі рівняння [2] осьосиметричного руху в безлопатевої області ПЧ:

$$\frac{dC_m}{dl} + \left[-K_1 \cos \delta + \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{2} \right) \sin \delta \right] C_m =$$

$$= 2\pi r \left[\frac{rC_u}{r^2} \frac{d(rC_u)}{d\psi} - \frac{dG_{Bx}(\psi)}{d\psi} \frac{dh}{d\psi} \right] \cos \delta,$$

де h – втрати на лінії струму від вхідного до даного перетину; rC_u – поточне значення моменту швидкості.

Циркуляція потоку в зазорі між НА і РК зберігає своє значення на поверхні струму і дорівнює циркуляції на вхідній кромці лопатки НА на даній поверхні струму.

Розрахунок меридіональної швидкості виробляється уздовж ряду ліній l , що пересікають область даної безлопатевої ділянки. Із-за нелінійності вихідного рівняння його рішення вишукається ітеративним шляхом за допомогою методу послідовних наближень. Завдання геометричних характеристик меридіонального потоку K_1 , K_2 , γ та δ (рис. 5.1, рис. 5.2), а також можливі підходи, що спрощують підготовку вихідних даних розглянуті в роботі [3]. Після цього знаходяться кути потоку в абсолютному і відносному русі на вході в робоче колесо (перетин 1-1). Зв'язок кутів потоку в абсолютному і відносному русі знаходиться з формули:

$$C_{1u} = U_1 + C_{1m} \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (5.1)$$

Після розділення обох частин (5.1) на C_{1m} знаходимо

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{\Gamma_1}{2\pi r_1 C_{1m}} - \frac{\omega r_1}{C_{1m}}.$$

Позначаючи $\operatorname{ctg} \alpha_1 = -\frac{C_{1u}}{C_{1m}} = -\frac{\Gamma}{2\pi r_1 C_{1m}},$ отримуюмо

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = -\operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{\omega r_1}{C_{1m}}. \text{ У припущенні } C_{1m} = -BQ$$

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{\Gamma_1}{2\pi r_1 B_1 Q} + \frac{\omega r_1}{B_1 Q}.$$

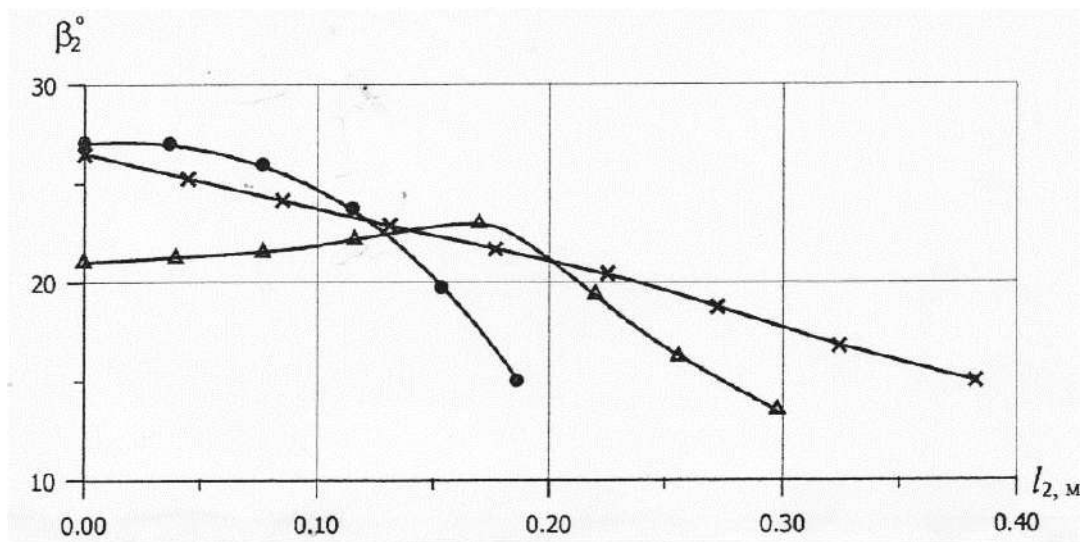
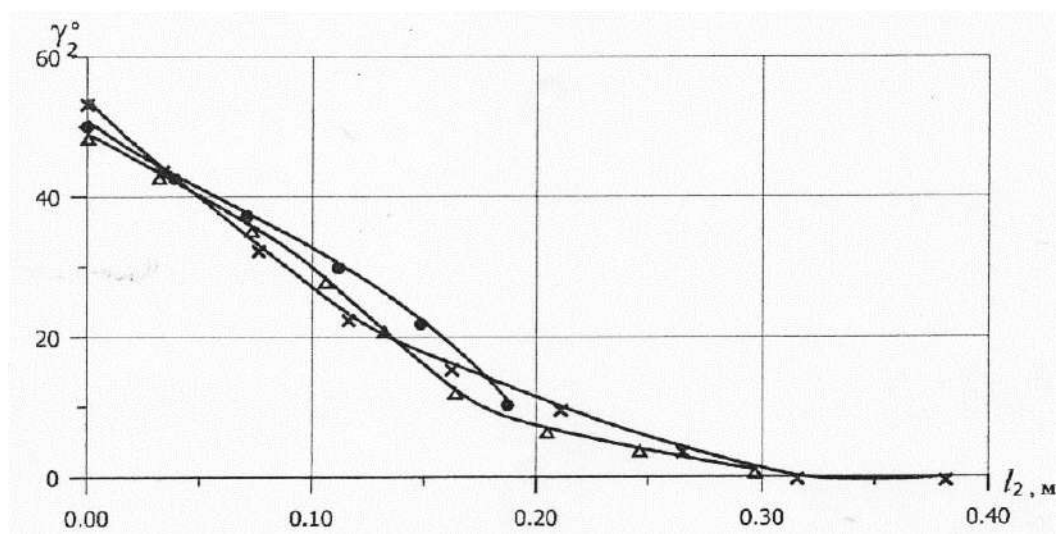
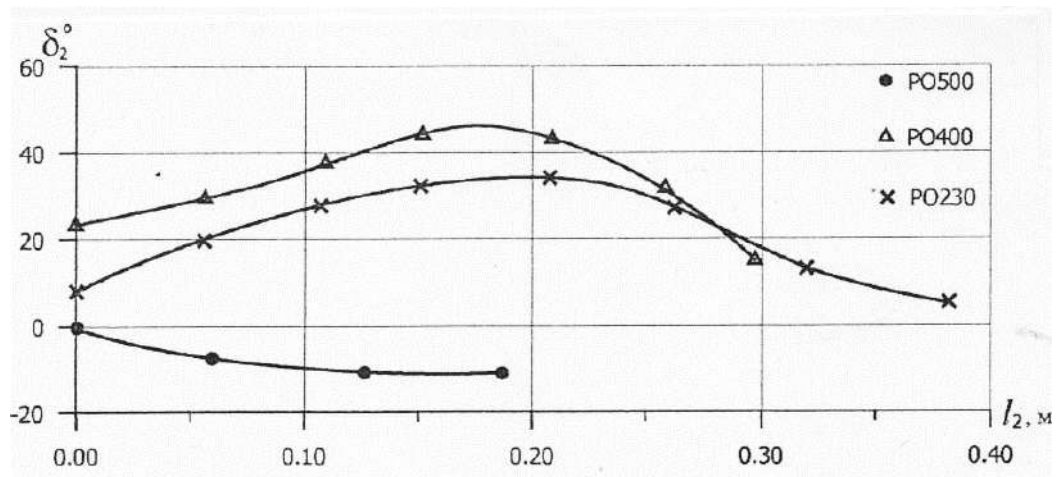


Рисунок 5.1 – Геометричних характеристик потоку δ_2 , γ_2 та $\beta_{2л}$ уздовж вихідних кромки лопатей робочих коліс PO500, PO400, PO230.

Виразимо кути потоку β_l залежно від безрозмірних режимних параметрів $K_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$ і $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = -\frac{m}{2\pi r'_1 B_1} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) + \frac{r'_1}{B_1} \frac{\omega D^3}{Q}, \quad (5.2)$$

де $B'_1 = BD^2 = -\frac{C_{1m} D^2}{Q}$; $\frac{C_{1m} D^2}{Q} = C_{1m}^* = f(a, l)$ – безрозмірний коефіцієнт меридіональної швидкості.

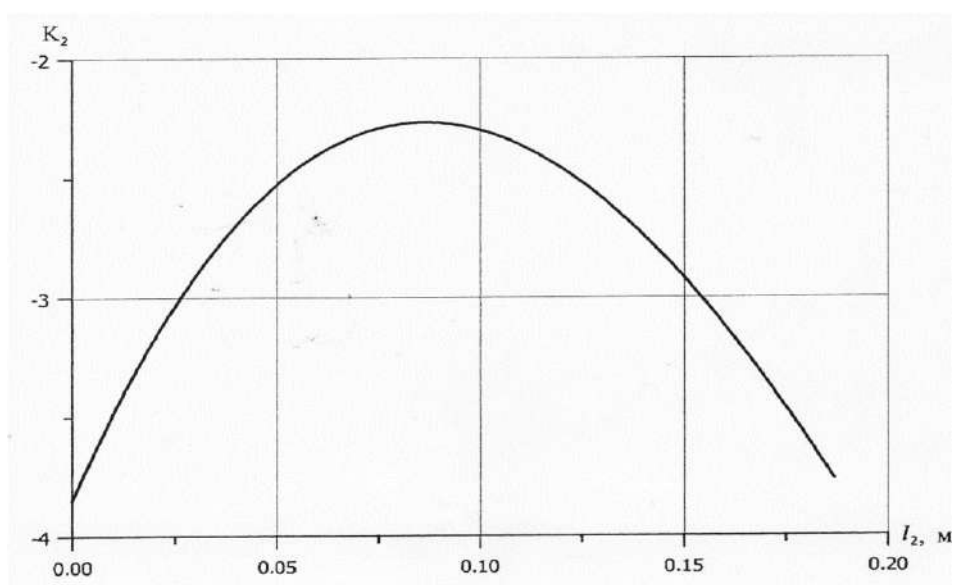
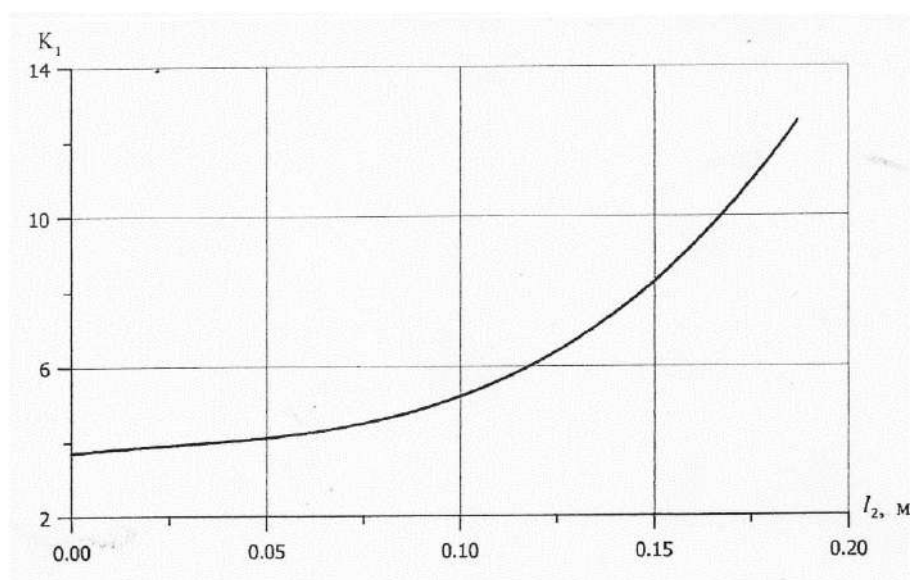


Рисунок 5.2 – Залежності K_1 і K_2 вздовж вихідної кромки лопаті РК РО500.

Формула (5.2) може бути використана для розрахунку кутів атаки по відношенню вхідному елементу лопаті $\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_{6.0}$ на різних поверхнях струму. При цьому передбачається, що відома кінематична характеристика направляючого апарату $\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q} = f(a_0)$ і розподіл коефіцієнта m по висоті НА для ряду відповідних відкриттів a_0 :

$$m(a_0, l) = \frac{\Gamma_0(l, a_0)}{\Gamma_0(a_0)} = \frac{\frac{\Gamma_0 D}{Q}(a_0, l)}{\frac{\Gamma_0 D}{Q}(a_0)}. \quad (5.3)$$

Перейдемо до розрахунку кінематичних характеристик робочого колеса, які використовуються для розрахунку теоретичних характеристик гідротурбіни. Для опису розподілу кінематичних параметрів уздовж вихідної кромки виходитимемо із спрощеної моделі усередненого осьосиметричного руху, що приблизно враховує зсув поверхонь струму при зміні режиму роботи гідротурбіни [47]. Розподіл безрозмірного коефіцієнта меридіональної швидкості $C_{2m}^* = \frac{C_{2m} D^2}{Q}$ описується диференціальним рівнянням [3]

$$\frac{dC_{2m}^*}{dl'} + M_2'(l') C_{2m} = N_2(l') K_Q, \quad (5.4)$$

де

$$M_2(l) = -\frac{d\beta}{dl} \operatorname{ctg}\beta + \left[\cos^2 \beta \frac{\cos\gamma}{r} - K_1 \sin^2 \beta \right] \cos\delta + \left(K_2 + \frac{\sin\gamma}{r} \right) \sin\delta;$$

$$N_2(l) = 2\omega \left[-\operatorname{ctg}\beta \cos\gamma + \pi r \frac{d(rC_u)_{ex}}{d\psi} \right] \sin^2 \beta \cos\delta.$$

$M_2'(l') = M_2(l)D$ і $N_2(l') = N_2(l)D$ – безрозмірні коефіцієнти (рис. 5.3), залежні від геометричних характеристик поверхонь S_{1cp} , S_{2cp} ;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi r_l}{30 Q_l} \quad - \text{ безрозмірний режимний параметр; } l' = \frac{l}{D} \quad -$$

безрозмірна координата, відрахована від втулки вздовж вихідної кромки лопаті; K_1 , K_2 , γ і δ – геометричні характеристики меридіонального потоку; β – кут усередненого потоку на виході з робочого колеса.

Вирішення диференціального рівняння (5.4) має вигляд [2]

$$C_{2m}^*(l') = A_2(l') K_Q - B_2(l'), \quad (5.5)$$

$$\text{де } A_2 = \frac{A_2}{D}, \quad B_2 = B_2 D^2.$$

Коефіцієнти A_2 і B_2 виражаються залежно від коефіцієнтів $M'_2(l')$ і $N_2(l')$ [2]:

$$A_2(l) = - \frac{\int_{l_b}^{l_n} P(l) r \cos \delta dl}{\int_{l_b}^{l_n} L(l) r \cos \delta dl} L(l) + P(l); \quad (5.6)$$

$$B_2(l) = \frac{L(l)}{2\pi \int_{l_b}^{l_n} L(l) r \cos \delta dl}, \quad (5.7)$$

де

$$P(l) = \exp \left[- \int_{l_b}^{l_n} M_2(l) dl \right] \int_{l_b}^{l_n} N(l) \exp \left[\int_{l_b}^{l_n} M(l) dl \right] dl; \quad (5.8)$$

$$L(l) = \exp \left[- \int_{l_b}^{l_n} M(l) dl \right]. \quad (5.9)$$

Сенс позначень збережений таким же, як і в [2]. При виведенні диференціального рівняння (5.4) передбачалося незмінність геометричних параметрів меридіонального потоку від режимного параметра K_Q . Тому коефіцієнти A_2 і B_2 залежатимуть від закону розподілу кутів β_2 вздовж

вихідної кромки. Для визначення кутів β_2 середньої поверхні лопатки S_{2cp} , як правило, проводиться розрахунок обтікання елементарних решіток, що утворюються при пересіченні лопатевих систем поверхнями струму вихідного меридіонального потоку. У даному методі кінематичного розрахунку для визначення кутів β_2 уздовж вихідної кромки використовується рівняння кінематичного зв'язку відносних кутів потоку для кожної з елементарних решіток:

$$ctg\beta_2 = K \frac{r'_1 B_1}{r'_2 B_2} ctg\beta_1 + (1-k) ctg\beta_{02} - (1-k) \left[\frac{r_a^2}{r_2^2} - \frac{1-k \frac{r_1'^2}{r_2'^2}}{1-k} \right] \frac{r'_2}{B_2} K_Q, \quad (5.10)$$

де K, β_{02}, r_a – гідродинамічні параметри даних елементарних ґрат [4, 5].

Для густих решіток радіально-осьових РК коефіцієнт прозорості дуже малий, і можна вважати $K=0$. Активний радіус решіток може бути знайдений за допомогою спрощених моделей течії в каналі РК, запропоновані Стодолой, Майзелем, Шерстюком і ін. По формулі Стодоли

$$r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin\beta_2 \sin\gamma}.$$

При $K=0$ залежність (4.10) приймає вигляд:

$$ctg\beta_2 = ctg\beta_{02} - \left(\frac{r_a^2}{r_2^2} - 1 \right) \frac{r'_2}{B_2} K_Q \quad (5.11)$$

Чисельна оцінка показує крихту другого члена в правій частині формули (5.11) в порівнянні з першим. Зміна режимного параметра K_Q в діапазоні основних експлуатаційних приводить, як показують розрахунки, до неістотної зміни $ctg\beta_2$. Тому представляється виправданим без істотного збитку для точності визначати величину $ctg\beta_2$ для деякого характерного режиму (наприклад, для оптимального), рахуючи надалі величину β_2 незмінної від режиму роботи. Для визначення кута нульового напрямку

поток за ґратами, вводиться поправка, що враховує його відмінність від кута: $\beta_{02} = \beta_{2\Gamma} + \Delta\beta_{02}$.

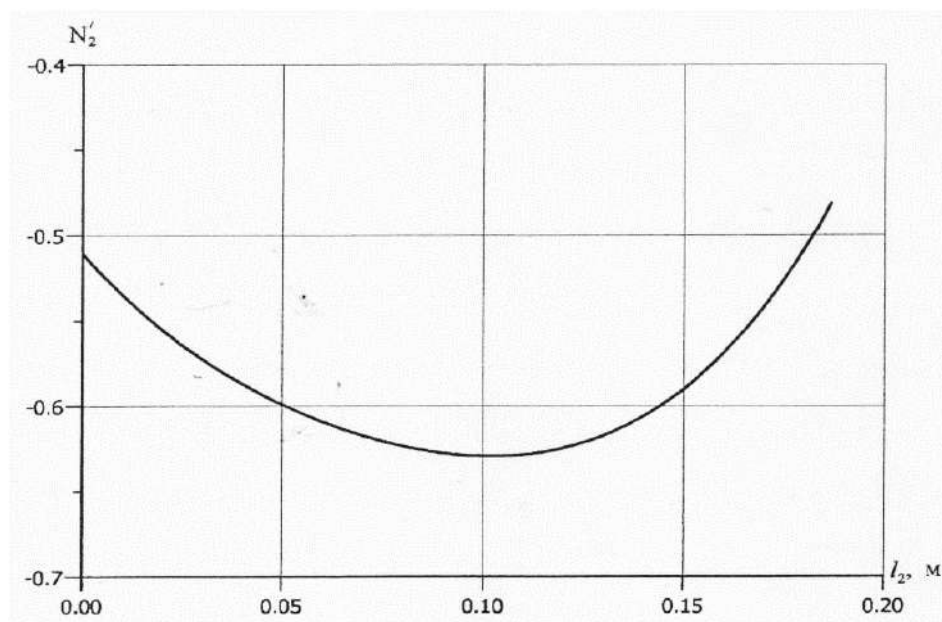
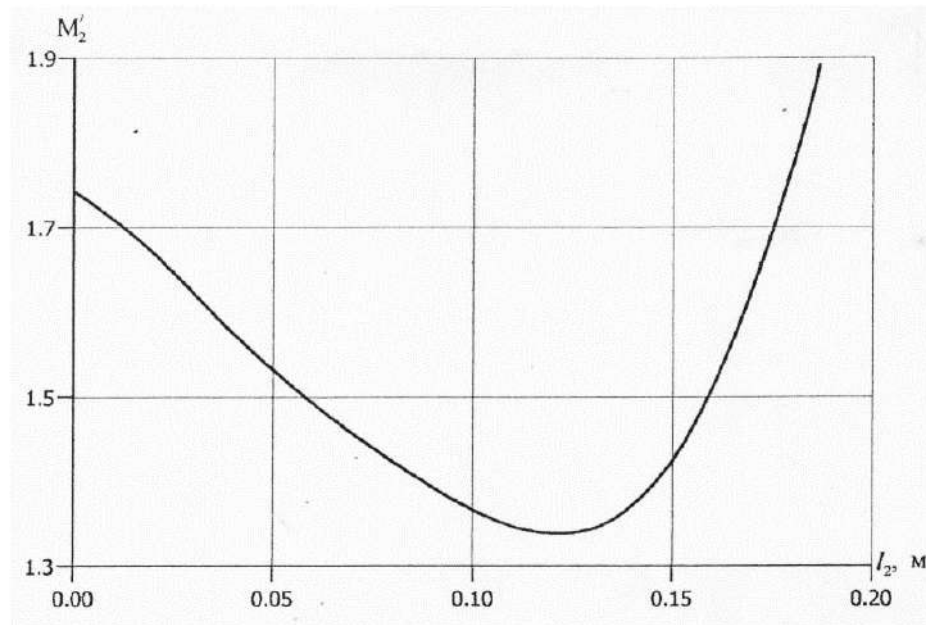


Рисунок 5.3 – Залежності коефіцієнтів $M'_2(l')$ і $N'_2(l')$ для меридіонального потоку ПЧ гідротурбіни РО500

Для розрахунку коефіцієнтів A_2 і B_2 (рис. 5.4) в (5.5) потрібне також знання геометричних характеристик меридіонального потоку: γ , δ кривизна лінії струму K_1 і ортогональній до неї лінії – K_2 . Ці дані знаходяться по

вписаному у порожнину робочого колеса вихідному меридіональному потоку. В якості вихідного потік може бути прийнятий потенційний або рівношвидкісним. Методика підготовки вихідних даних описана в роботах [1, 6, 7]. Алгоритм розрахунку кінематичних параметрів потоку уздовж вихідної кромки включає визначення коефіцієнтів A_2 і B_2 для різних заданих точок вихідної кромки (точок пересічення вихідної кромки з лініями струму меридіонального потоку). Коефіцієнт меридіональної швидкості в розрахункових точках вихідної кромки знаходиться для ряду значень режимного параметра K_Q [8]. Встановимо залежність циркуляції в розрахункових крапках вихідної кромки від геометричних і режимних параметрів. Підставляючи у формулу циркуляції за робочим колесом $\Gamma_2 = 2\pi r_2 C_{2u} = 2\pi r_2^2 \omega + 2\pi r_2 C_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$ значення $C_{2m} = A_2 \omega - B_2 Q$, отримаємо $\Gamma_2 = 2\pi r_2^2 \omega + 2\pi r_2 (A_2 \omega - B_2 Q) \operatorname{ctg} \beta_2^*$.

Переходячи до безрозмірних параметрів, запишемо залежність безрозмірного коефіцієнта циркуляції від безрозмірних геометричних і режимних параметрів:.

$$\frac{\Gamma_2 D}{Q} = 2\pi (r_2'^2 + r_2' A_2 \operatorname{ctg} \beta_2^*) K_Q - 2\pi r_2' B_2 \operatorname{ctg} \beta_2^* \quad (5.12)$$

Формули (5.5) і (5.12) дають представлення безрозмірних коефіцієнтів відповідно меридіональній швидкості і циркуляції залежно від безрозмірних геометричних і режимних параметрів (рис. 5.5).

Потік за робочим колесом (перетин 3-3) на заданому режимі роботи K_Q залежить від геометрії лопатевої системи і від розподілу циркуляції знайденою в результаті розрахунку кінематичних параметрів уздовж вихідної кромки лопаті. Для розрахунку кінематичних параметрів в перетині 3-3 використовується рівняння усередненого осьосиметричного руху для безлопатевої ділянки ПЧ (вільного потоку) [2]:

$$\frac{dC_m}{dl} + \left[-K_1 \cos \delta + \left(K_2 + \frac{\sin \gamma}{r} \right) \sin \delta \right] C_m =$$

$$2\pi r \left[\frac{rC_u}{r^2} \frac{d(rC_u)}{d\psi} + \omega \frac{d(rC_{u\%}) - rC_u}{d\psi} - \frac{dG_{\%}}{d\psi} + \frac{dh(\psi)}{d\psi} \right] \cos \delta.$$

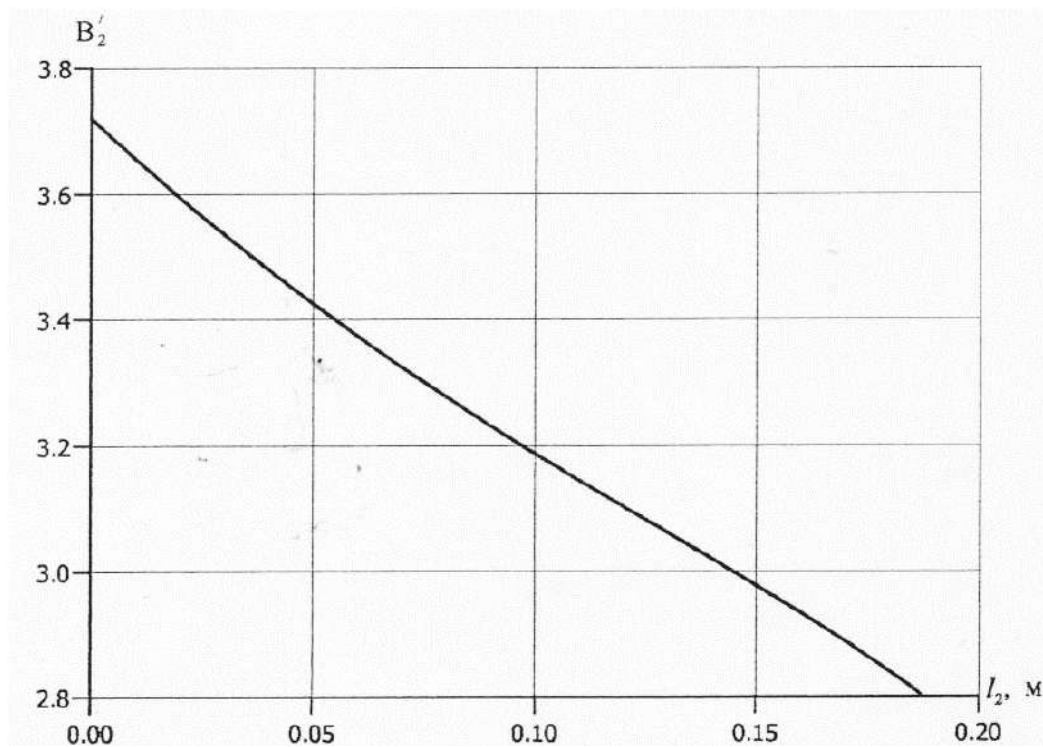
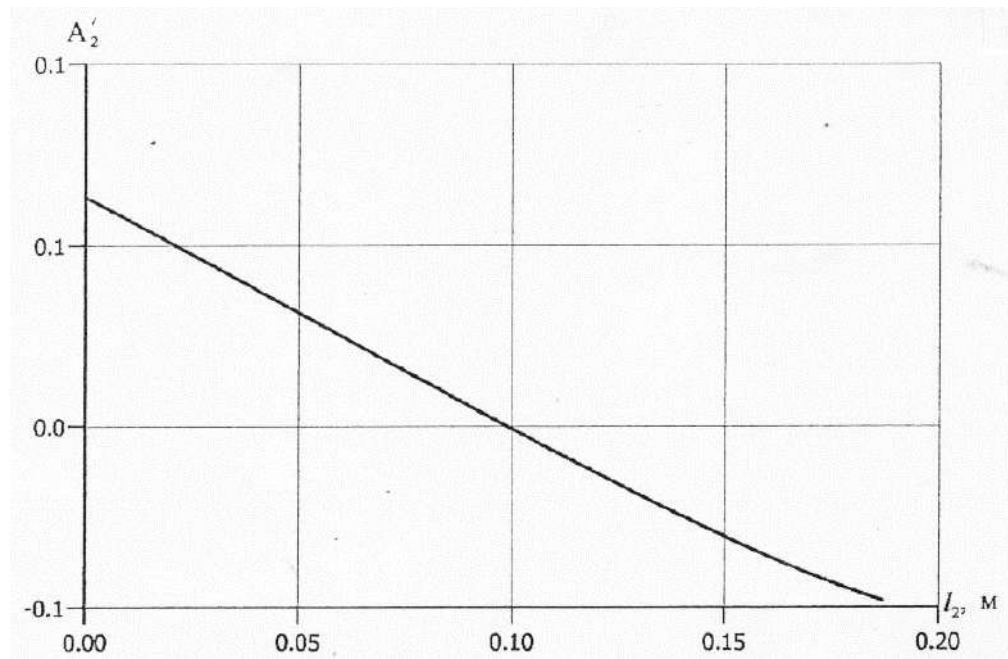


Рисунок 5.4 – Залежності коефіцієнтів $A'_2(l)$ і $B'_2(l)$ для меридіонального потоку ПЧ гідротурбіни PO500

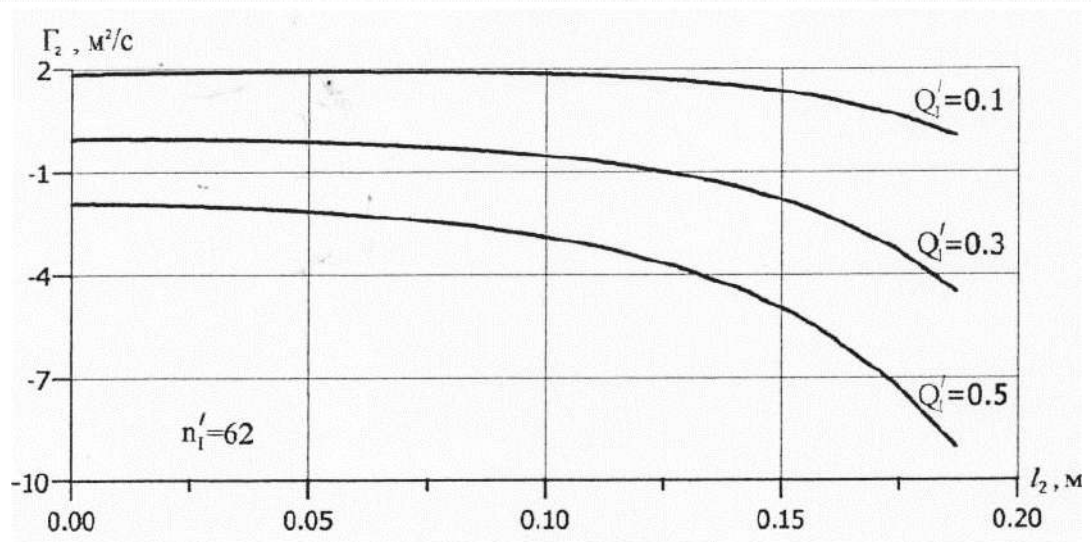
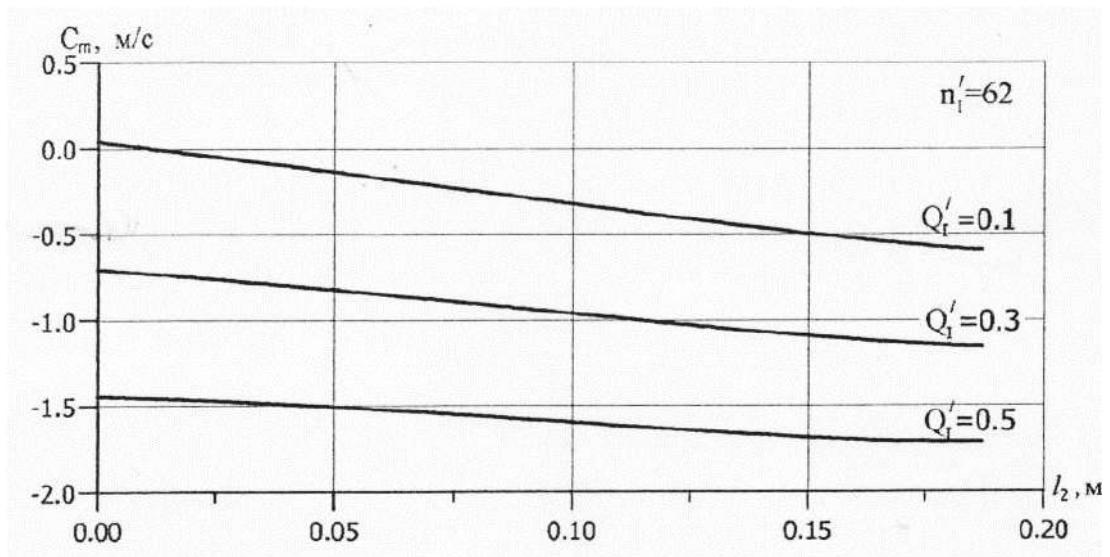
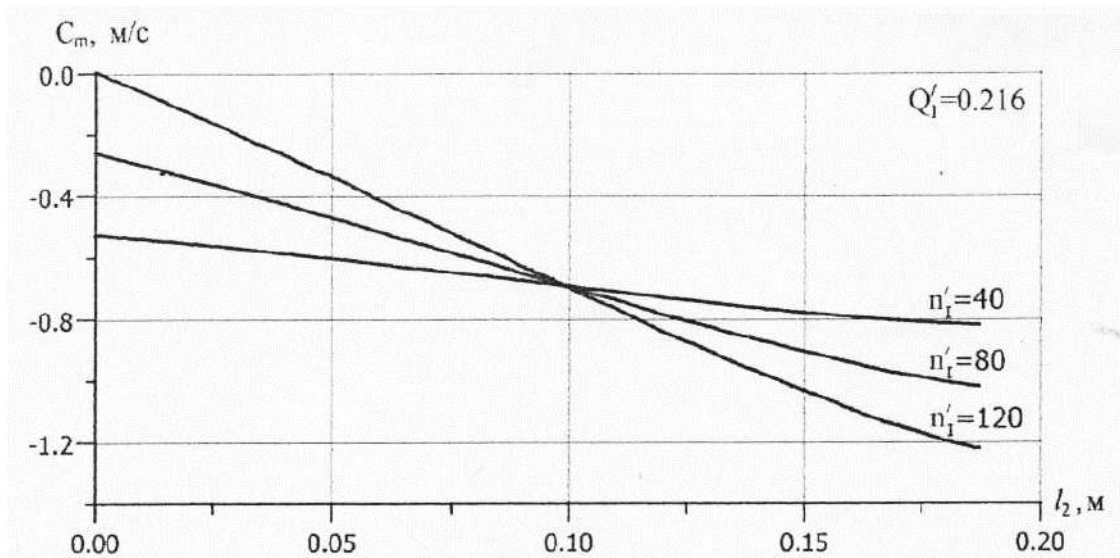


Рисунок 5.5 – Розподіл меридіональних швидкостей і циркуляцій вздовж вихідної кромки лопаті PO500 при зміні режимних параметрів Q'_1 і n'_1 .

Тут, як і у випадку (5.4) сенс позначень, такий же як і в роботі [2]. Циркуляція швидкості за РК зберігає своє значення на поверхні то-но і дорівнює циркуляції на вихідній кромці РК на даній поверхні. Ця умова спільна з (5.5) використовується для розрахунку розподілу меридіональної швидкості. Необхідні для розрахунку розподілу циркуляції $\Gamma_2(\psi)$ і енергії $G_2(\psi)$ знаходяться в результаті розрахунку потоку на вихідній кромці лопаті.

Викладений метод розрахунку параметрів потоку базується на спільному використанні кінематичного опису, до складу якого входять:

- спрощена модель усередненого осьосиметричного руху, що приблизно враховує зсув поверхонь струму в порожнині РК;
- модель течії по поверхнях струму;
- спрощені одновимірні схеми течії в каналах РК.

Геометричні і режимні параметри в явному вигляді входять в рівняння математичної моделі, тому воно зручне для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на форму руху за РК радіально-осьової гідротурбіни. Приведений кінематичний опис може бути покладений в основу побудови розгорнутих виразів для коефіцієнтів теоретичного напору

$$K_{H_T} = K_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, K_Q L'_1 \right) \text{ і коефіцієнта опору проточній частини}$$

$$K_h = K_h \left(\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, K_Q, L'_1 \right).$$

5.1.2. Знайдемо залежність коефіцієнта теоретичного напору від геометричних і режимних параметрів. Усереднюючи по витраті, знаходимо:

$$\begin{aligned} \overline{\Gamma_2} = & 4\pi^2 \left[\int_{l_b}^{l_n} (r_2^3 B_2(l) + r_2^2 A_2(l) B_2(l) + r_2^2 A_2(l) B(l) \operatorname{ctg} \beta_{02}^*) \cos \delta_2 dl \right] \omega - \\ & - 4\pi^2 \left[\int_{l_b}^{l_n} r_2^2 B_2^2(l) \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta_2 dl \right] Q - 4\pi^2 \left[\int_{l_b}^{l_n} (r_2^3 A_2(l) + r_2 A_2^2(l)) \cos \delta_2 dl \right] \frac{\omega^2}{Q}. \end{aligned}$$

Коефіцієнт безрозмірної усередненої циркуляції рівний:

$$\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q} = F'_1 K_Q - F'_0 - F'_2 K_Q^2, \quad (5.13)$$

де

$$F_1' = 4\pi^2 \int_{l_b}^{l_n} (r_2'^3 B_2' + r_2'^2 A_2' B_2' + r_2'^2 A_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*) \cos \delta_2 dl';$$

$$F_0' = 4\pi^2 \int_{l_b}^{l_n} r_2'^2 B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta_2 dl';$$

$$F_2' = 4\pi^2 \int_{l_b}^{l_n} (r_2'^3 A_2' + r_2'^2) \cos \delta_2 dl'.$$

Чисельні експерименти показують малість члена K_Q^2 , що містить, порівняно до інших членів правої частини (5.13). Якщо їм нехтувати, то отримаємо лінійну залежність $\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q}$ від режимного параметра K_Q :

$$\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q} = F_1' K_Q - F_0' \quad (5.14)$$

Зіставляючи (5.14) з рівнянням зв'язку безрозмірних комплексів (при $K=0$) знаходимо формули для гідродинамічних параметрів μ і λ просторових решіток РК:

$$\mu = F_0' = 4\pi^2 \int_{l_b}^{l_n} r_2'^2 B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta_2 dl'; \quad (5.15)$$

$$\Lambda^2 = \frac{2F_1'}{\pi} = \frac{2}{\pi} \left[4\pi^2 \int_{l_b}^{l_n} (r_2'^3 B_2' + r_2'^2 A_2' B_2' + r_2'^2 A_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*) \cos \delta_2 dl' \right]; \quad (5.16)$$

При русі рідини по фіксованих поверхнях струму $A_2'=0$, і вираз (5.16) спрощується

$$\Lambda^2 = 8\pi \int_{l_b}^{l_n} r_2'^3 B_2' \cos \delta_2 dl'. \quad (5.17)$$

Замінюючи комплекс $\frac{\overline{\Gamma_2 D}}{Q}$ його значенням по (5.13), знаходимо вираження коефіцієнта теоретичного натиску у вигляді полінома від змінних $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$ і K_Q :

$$K_{H_T} = \left(\frac{1}{2\pi} \frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} + F_2 \right) K_Q - F_1 K_Q^2 + F_3 K_Q^3, \quad (5.18)$$

$$\text{де } F_1 = \frac{F'_1}{2\pi}; \quad F_2 = \frac{F'_2}{2\pi}; \quad F_3 = \frac{F'_3}{2\pi}.$$

Так чином в безрозмірній формі отримана залежність коефіцієнта теоретичного напору від режимних і гідродинамічних параметрів просторових решіток РК радіально-осьової гідротурбіни.

5.1.3. Алгоритм розрахунку коефіцієнта теоретичного натиску для заданого відкриття НА складається з наступних етапів:

1. Для заданого відкриття НА встановлюється діапазон зміни режимного параметра K_Q .
2. Для вибраної геометрії вихідної кромки лопаті РК і прийнятого потоку визначаються коефіцієнти $A'_2(l)$ і $B'_2(l)$.
3. По отриманих залежностях визначаються коефіцієнти полінома коефіцієнта теоретичного натиску.
4. По формулі (5.18) визначаються коефіцієнти теоретичного напору для заданого діапазону режимного параметра K_Q .
5. Розрахунок повторюється для наступного відкриття НА.

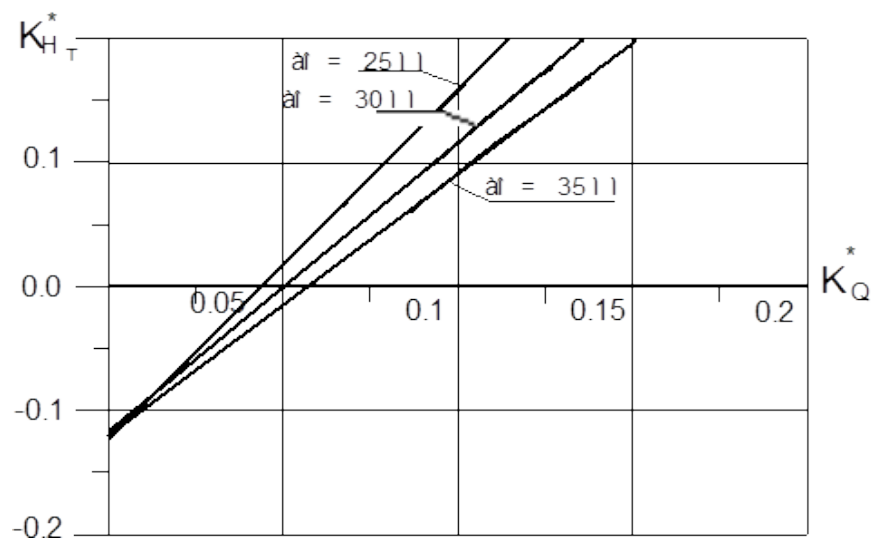
Для зіставлення розрахункових досліджень, проведених по формулі (5.18) з дослідними даними, представимо теоретичну характеристику гідротурбіни з використанням безрозмірних комплексів $K_{H_T}^*$ і K_Q^* , які зв'язані лінійною залежністю:

$$K_{H_T}^* = \left(\frac{1}{2\pi} \frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} + F_0 \right) K_Q^* - F_1, \quad (5.19)$$

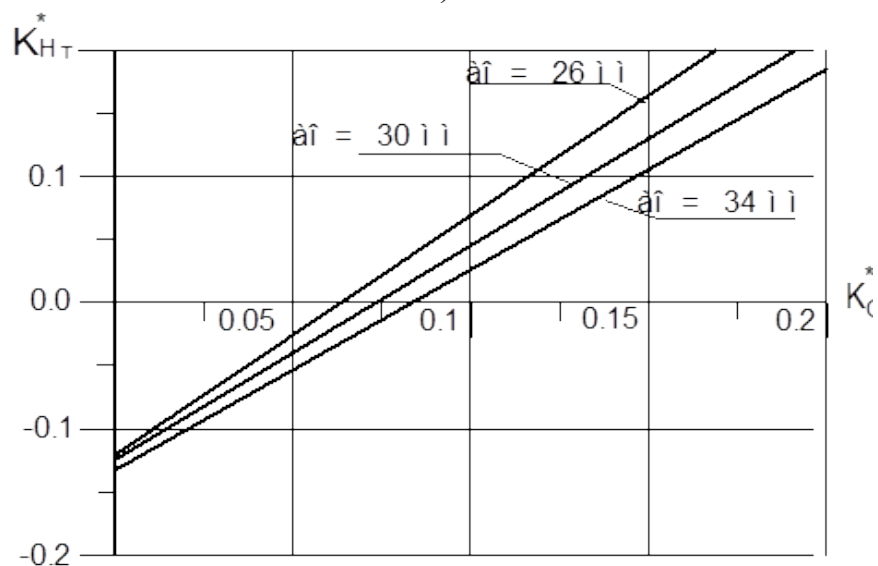
$$\text{де } F_1 = \frac{F'_1}{2\pi} = \frac{\Lambda^2}{4}.$$

Відповідно до (5.19) режимні точки K_Q^* на заданому відкритті повинні розташовуватися на одній прямій [9]. З аналізу (5.19) також витікає, що вільний член в рівнянні прямої від відкриття не залежить, тому прямі для різних відкриттів повинні перетинатися з віссю $K_{H_T}^*$ в одній і тій же точці.

На рис. 5.6-5.7 приведені результати розрахункового і дослідного визначення для робочих коліс гідротурбін РО500-РО45. Прямі для різних відкриттів $a_0 = \text{const}$ практично пересікають вісь K_{HT}^* в одній і тій же точці, що відповідає теорії. Використання моделі, що враховує зсув поверхонь струму дає кращу відповідність в порівнянні з моделлю, що передбачає поверхні струму незмінними.



а)



б)

Рисунок 5.6 – Залежності $K_{HT}^* = f(K_Q^*)$ для РО гідротурбін: а) РО 115; б) РО 45; о – дослідні значення; ——— – розрахунок

5.2. Моделі опору проточної частини гідротурбіни

5.2.1. Перейдемо до конкретизації функціональної залежності коефіцієнта опору проточної частини від геометричних і режимних параметрів. Коефіцієнт опору ПЧ представимо у вигляді:

$$K_h = K_{hn} \left(\frac{\overline{\Gamma_{cn} D}}{Q}, \frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, L'_{1n} \right) + K_{pk+om} \left(\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{pk+om} \right),$$

де $K_{hn} = K_{hn} \left(\frac{\overline{\Gamma_{cn} D}}{Q}, \frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, L'_{1n} \right)$ – коефіцієнт опору підвідної частини

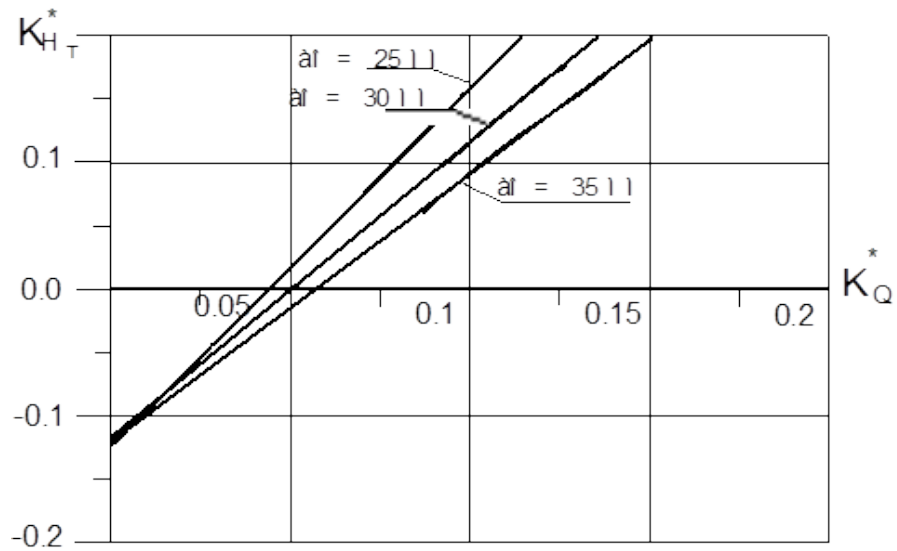
гідротурбіни; $K_{pk+om} = K_{pk+om} \left(\frac{\overline{\Gamma_0 D}}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{pk,om} \right)$ – коефіцієнт опору ділянки

ПЧ, включаючи РК і ВТ.

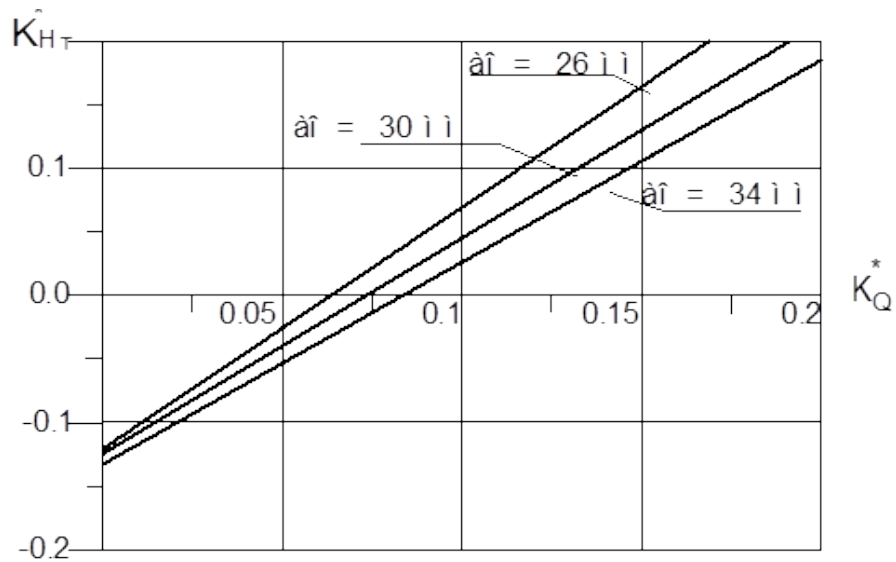
Для знаходження коефіцієнта опору підведення K_{hn} слід використовувати вираження (4.36). Формули втрат в робочому колесі і відсмоктуючій трубі використовуємо для здобуття залежностей коефіцієнтів опорів для окремих видів втрат від геометричних і режимних параметрів. Знання цих залежностей дозволяє аналізувати окремо кожен вид втрат з тим, щоб виявити чинники, що сприяють їх зменшенню.

У припущенні зсуву поверхонь струму при зміні режиму роботи гідротурбіни величина коефіцієнта меридіональної швидкості залежатиме від режимних і геометричних параметрів ґрат РК. Залежності коефіцієнтів опорів (тертя, кромкових, ударних, циркуляційних) від геометричних і режимних параметрів отримаємо шляхом заміни у відповідних формулах втрат меридіональної швидкості її виразом

$$C_{2m}^* = A'_2 K_Q - B'_2. \quad (5.20)$$



а)



б)

Рисунок 5.7 – Зависимости $K_{HT}^* = f(K_Q^*)$ для РО гидротурбин: а) РО 500; б) РО 230; о – дослідні значення; ——— – розрахунок

Після підстановки залежність коефіцієнта втрат тертя отримуємо у вигляді полінома:

$$K_{pkrp} = a_3 K_Q^3 + a_2 K_Q^2 + a_1 K_Q + a_0, \quad (5.21)$$

де

$$a_0 = 2\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{C l'_p \sin^3 \beta_2}{t'_2} B_2'^3(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.22)$$

$$a_1 = -6\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{C\pi \cdot p''_{TM}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A'_2(l') B'^2_2(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.23)$$

$$a_2 = 6\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{C\pi \cdot p''_{TM}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A'^2_2(l') B'_2(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.24)$$

$$a_3 = -2\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{C\pi \cdot p''_{TM}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A'^3_2(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'. \quad (5.25)$$

У цій залежності коефіцієнти полінома залежать від геометричних параметрів лопатевої системи робочого колеса, а змінною є режимний параметр K_Q . (рис. 5.8).

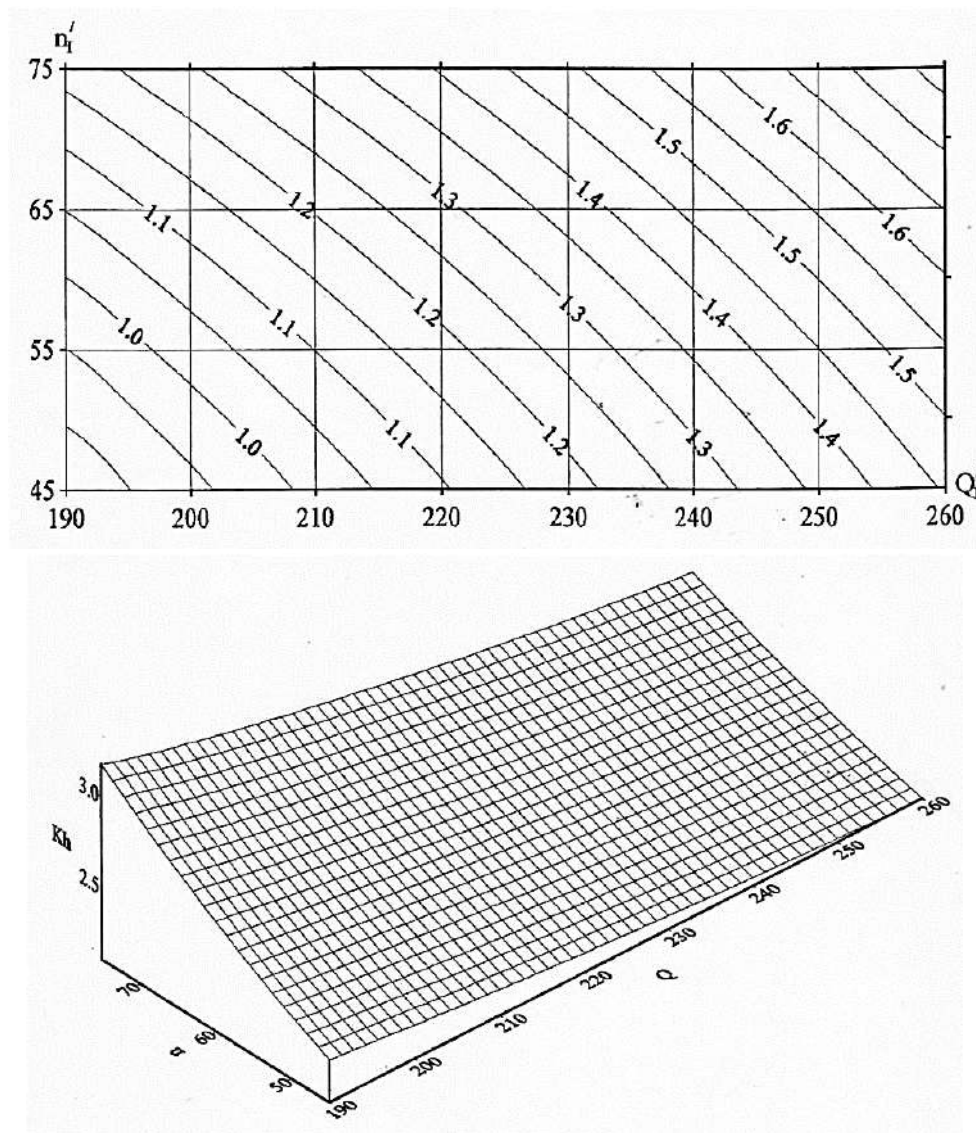


Рисунок 5.8 – Залежність $K_{рктр}$ від режимних параметрів для ПЧ гідротурбіни РО500

Залежність коефіцієнта кромкових втрат від геометричних і режимних параметрів отримаємо аналогічним чином, замінюючи у формулі втрат (3.16) кромок меридіональну швидкість її виразом (5.20). Проводячи відповідні перетворення, отримаємо (рис. 5.9):

$$K_{pkkp} = c_3 K_Q^3 + c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0, \quad (5.26)$$

де

$$c_0 = \pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{0,2\Delta'_{kp}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} B_2'^3(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.27)$$

$$c_1 = -3\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{0,2\Delta'_{kp}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A_2'(l') B_2'^2(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.28)$$

$$c_2 = 3\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{0,2\Delta'_{kp}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A_2'^2(l') B_2'(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.29)$$

$$c_3 = -\pi \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{0,2\Delta'_{kp}}{t'_2 \sin^3 \beta_2} A_2'^3(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'. \quad (5.30)$$

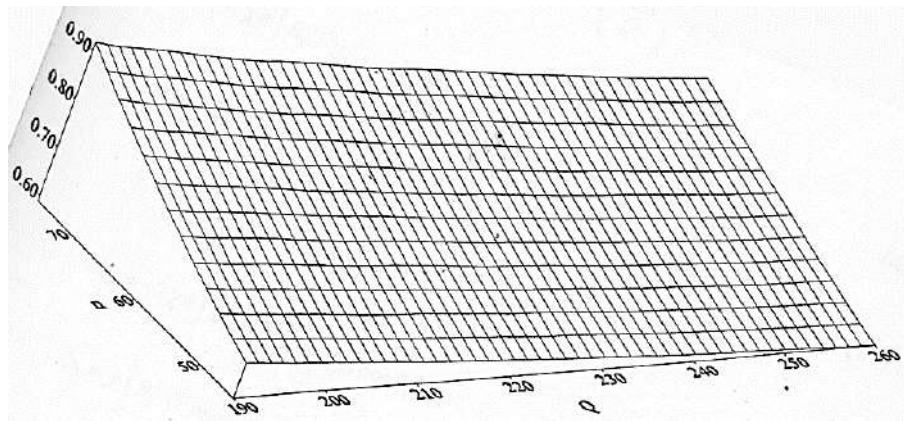


Рисунок 5.9 – Залежність K_{pkkp} від режимних параметрів для ПЧ гідротурбіни РО500

При побудові залежності коефіцієнта опору ударних втрат виходимо з формули ударних втрат (3.17). Замінюючи, $C_{1m} = B_1(l_1)Q$ і враховуючи

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{U_1}{C_{1m}}, \operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{m \overline{\Gamma_1}}{r_1 C_{1m}}, m = \frac{\Gamma_1}{\overline{\Gamma_1}}.$$

після перетворень в правій частині отримуємо вираз у вигляді полінома (рис 5.10):

$$K_{pk y \partial} = b_1 K_Q^2 + b_2 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)^2 + b_3 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) K_Q + b_4 K_Q + b_5 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) + b_6, \quad (5.31)$$

де

$$b_1 = \chi \pi \int_{l'_b}^{l'_n} B'_1(l') r_1'^3 \cos \delta_1 dl'_1; \quad (5.32)$$

$$b_2 = \frac{\chi}{2\pi} \int_{l'_b}^{l'_n} \frac{B'_1(l') m^2 \cos \delta_1}{r_1'} dl'_1; \quad (5.33)$$

$$b_3 = -\chi \int_{l'_b}^{l'_n} B'_1(l') m r_1' \cos \delta_1 dl'_1; \quad (5.34)$$

$$b_4 = -2\chi \pi \int_{l'_b}^{l'_n} B_1'^2(l') r_1'^2 \operatorname{ctg} \beta_{\dot{x}..} \cos \delta_1 dl'_1; \quad (5.35)$$

$$b_5 = \chi \int_{l'_b}^{l'_n} B'_1(l') m \operatorname{ctg} \beta_{\dot{x}..} \cos \delta_1 dl'_1; \quad (5.36)$$

$$b_6 = \chi \pi \int_{l'_b}^{l'_n} B_1'^3(l') \operatorname{ctg}^2 \beta_{\dot{x}..} r_1' \cos \delta_1 dl'_1. \quad (5.37)$$

Коефіцієнт опору циркуляційних втрат отримаємо з (3.20) використовуючи (5.20). Після деяких перетворень отримаємо коефіцієнт опору циркуляційних втрат у вигляді полінома (рис. 5.11):

$$K_{omu} = l_3 K_Q^3 + l_2 K_Q^2 + l_1 K_Q + l_0, \quad (5.38)$$

де

$$l_0 = \pi \int_{l'_b}^{l'_n} B_1'^3(l') \operatorname{ctg}^2 \beta_2 r_2' \cos \delta_2 dl'_1; \quad (5.39)$$

$$l_1 = -\pi \int_{l'_b}^{l'_n} [3 A_2'(l') B_1'(l') \operatorname{ctg}^2 \beta_2 + 2 B_2'^2(l') r_2' \operatorname{ctg} \beta_2] r_2' \cos \delta_2 dl'_1; \quad (5.40)$$

$$l_2 = \pi \int_{l'_b}^{l'_n} [4 A_2'(l') B_1'(l') r_2' \operatorname{ctg} \beta_2 + 3 A_2'^2(l') B_2'(l') \operatorname{ctg}^2 \beta_2 + B_2'(l') r_2'^2] r_2' \cos \delta_2 dl'_1; \quad (5.41)$$

$$l_3 = -\pi \int_{l'_b}^{l'_n} (r_2' + A_2'(l') \operatorname{ctg} \beta_2)^2 A_2'(l') r_2' \cos \delta_2 dl'_1. \quad (5.42)$$

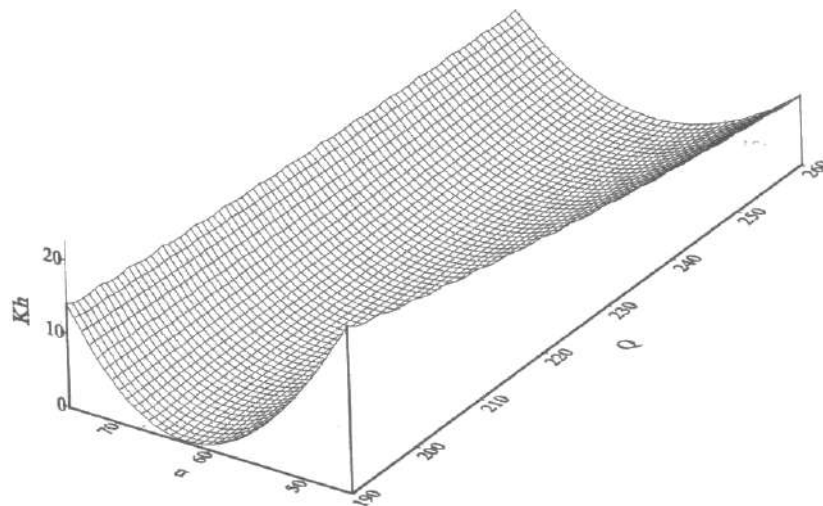
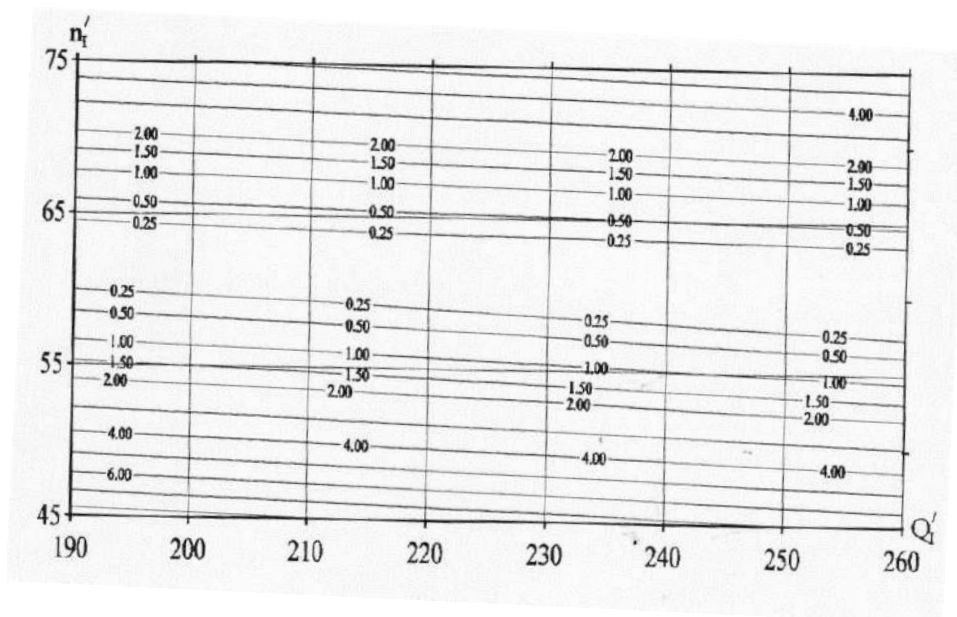


Рисунок 5.10 – Залежність K_{pyd} від режимних параметрів для ПЧ гідротурбіни PO500

Коефіцієнт опору, що враховує внутрішні втрати у відсмоктуючій трубі, за допомогою перетворень, аналогічних проведеним раніше при здобутті інших коефіцієнтів опорів, знаходимо:

$$K_{om\epsilon} = d_3 K_Q^3 + d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0, \quad (5.43)$$

де

$$d_0 = \pi \chi_{om} \int_{l'_b}^{l'_n} B_2'^3(l') r_2' \cos \delta_2 dl'; \quad (5.44)$$

$$d_1 = -3\pi\chi_{om} \int_{l'_b}^{l'_n} A'_2(l') B_2'^2(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.45)$$

$$d_2 = 3\pi\chi_{om} \int_{l'_b}^{l'_n} A'_2(l') B_2'(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'; \quad (5.46)$$

$$d_3 = -\pi\chi_{om} \int_{l'_b}^{l'_n} A_2'^3(l') r'_2 \cos \delta_2 dl'. \quad (5.47)$$

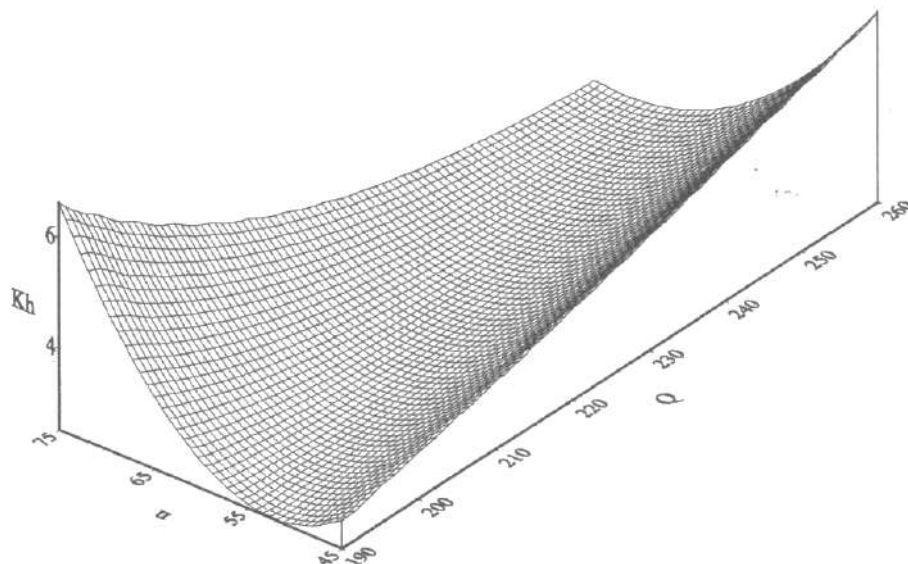
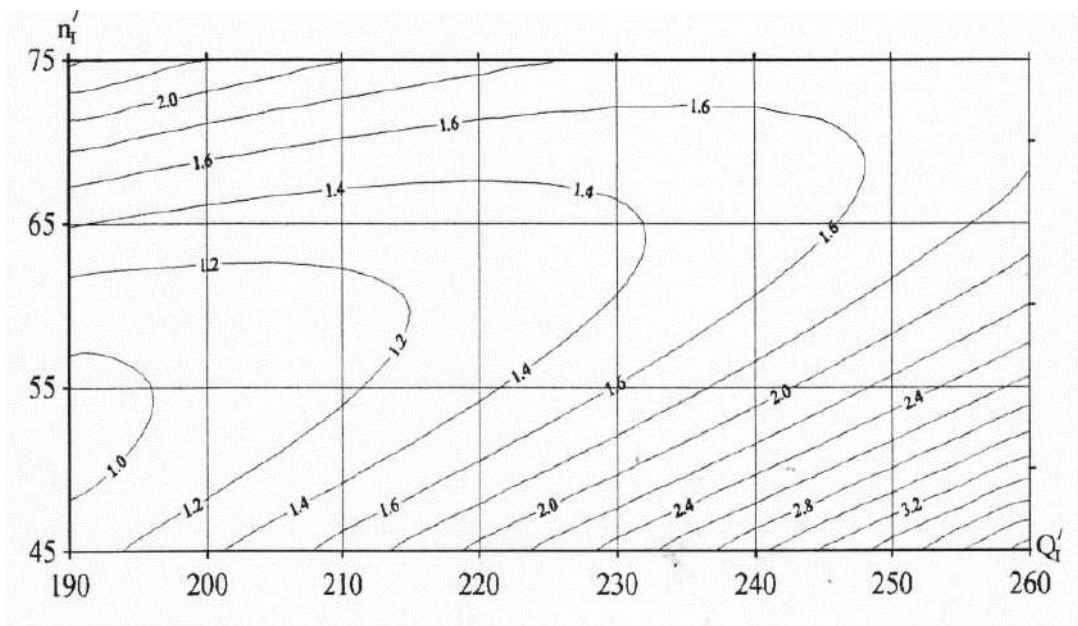


Рисунок 5.11 – Залежність K_{om} від режимних параметрів для ПЧ гідротурбіни РО500

Вираз для коефіцієнта опору від осьового вихору отримаємо з (3.21) після необхідних перетворень у вигляді полінома:

$$K_{\text{ом ос}} = g_2 K_\varrho^2 + g_1 K_\varrho + g_0, \quad (5.48)$$

де

$$g_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{r'_{2Bm}}{R_3} \right)^2 B_{Bm} \operatorname{ctg} \beta_{2Bm}, \quad (5.49)$$

$$g_1 = - \left(\frac{r'_{2Bm}}{R_3} \right)^2 (r'_{2Bm} + A_{Bm} \operatorname{ctg} \beta_{2Bm}) B_{Bm} \operatorname{ctg} \beta_{2Bm}, \quad (5.50)$$

$$g_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{r'_{2Bm}}{R_3} \right)^2 (r'_{2Bm} + A_{Bm} \operatorname{ctg} \beta_{2Bm}). \quad (5.51)$$

Отримані поліноміальні залежності коефіцієнтів опорів окремих категорій втрат від геометричних і режимних параметрів є основою для побудови ММ робочого процесу для прийнятого кінематичного опису.

5.2.2. Дискові втрати роблять істотний вплив на розподіл втрат в балансі енергії гідротурбін радіально-осьового типу, роль яких зростає зі зменшенням коефіцієнта швидкохідності. Для оцінки величини коефіцієнта дискових втрат були отримані залежності для ПЧ гідротурбін на натиски $H = 45 - 500$ м. Відповідно до роботи [2] величина відносних дискових втрат була представлена сумою відносних втрат для циліндрових поверхонь

$$\zeta_{\text{дц}} = \frac{N_{\text{д.ц.}}}{N_{\text{пот}}} = \frac{0.95 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[5]{Re}} D_{\text{ц}}^{-6} I \frac{n_l^3}{Q_l}$$

і торцевих поверхонь

$$\zeta_{\text{дд}} = \frac{N_{\text{д.д.}}}{N_{\text{пот}}} = 0.152 \cdot 10^{-6} \left(\frac{D_{\text{нар}}^5}{\sqrt[5]{Re_{\text{нар}}}} - \frac{D_{\text{вн}}^5}{\sqrt[5]{Re_{\text{вн}}}} \right) \frac{n_l^3}{Q_l},$$

де $D_u = \frac{D_u}{D_1}$ – діаметр циліндрової поверхні; $l = \frac{l}{D_1}$ – відносна довжина циліндрової поверхні; $Re = \frac{VD}{\nu}$ – число Рейнольдса; $D_{нар} = \frac{D_{нар}}{D_1}$ – відносний зовнішній діаметр диска; $D_{вн} = \frac{D_{вн}}{D_1}$ – відносний внутрішній діаметр диска; N_d – втрати потужності на дискове тертя; N_d – потужність потоку.

Криволінійні поверхні нижнього ободу замінювалися еквівалентними, що складаються з циліндрових і торцевих поверхонь. Потужність дискового тертя знаходилася підсумовуванням потужностей тертя циліндрових і торцевих поверхонь. Розрахункова залежність після деяких перетворень була отримана у вигляді:

$$K_{H_d} = \frac{\zeta_d g}{Q_l^2} = AK_Q^3$$

де A – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики поверхонь і режим перебігу рідини. Значення коефіцієнта A залежно від типу ПЧ приведені в таблиці 5.1.

Значення коефіцієнта A Таблиця 5.1

PO 45	PO 75	PO 230	PO 310	PO 400	PO 500
$2.083 \cdot 10^{-5}$	$4.15 \cdot 10^{-5}$	$5.25 \cdot 10^{-5}$	$7.28 \cdot 10^{-5}$	$8.23 \cdot 10^{-5}$	$9.37 \cdot 10^{-5}$

Результати розрахунків були виконані в полі $n_l - Q_l$ для радіально-осьових гідротурбін PO45, PO75, PO310, PO400, PO500. На рис. 5.12 представлені результати розрахунків відносних дискових втрат для гідротурбін PO45 і PO500. Отримані значення відносних втрат на дискове тертя добре узгоджуються з даними, наведеними в роботі [10].

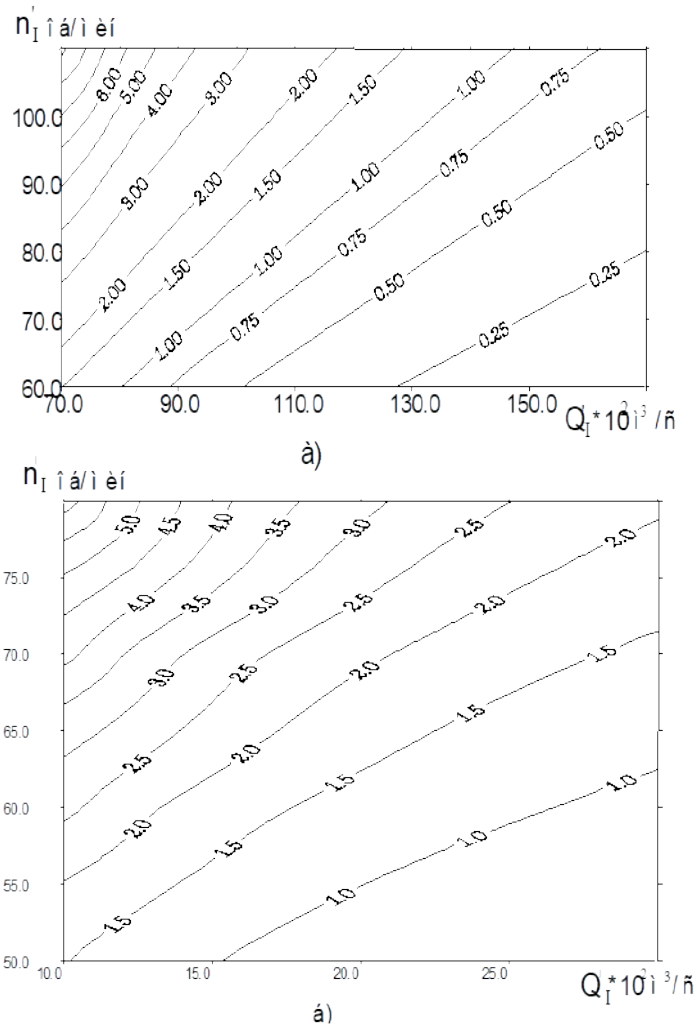


Рисунок 5.12 – Значення відносних дискових втрат для РО гідротурбін:
а) РО 45; б) РО 500

5.2.3. Алгоритм розрахунку коефіцієнтів опорів ПЧ в діапазоні відкриттів, що охоплюють область основних експлуатаційних режимів, для заданої геометрії ПЧ зводиться до виконання наступних етапів:

1. На заданому відкритті НА визначається діапазон зміни режимного параметра K_Q .

2. Для вибраної геометрії вихідної кромки лопаті РК і прийнятого потоку визначаються коефіцієнти $A_2(l)$ і $B_2(l)$.

3. По залежностях (5.21-5.24, 5.26-5.29 5.31-5.36, 5.43-5.46, 5.48-5.49) визначаються коефіцієнти поліномів для коефіцієнтів опорів окремих видів втрат.

4. Розрахунком по формулах (5.20, 5.25, 5.30, 5.42, 5.47) знаходяться коефіцієнти опорів окремих категорій втрат в РК і ВТ.

5. Загальний коефіцієнт опору для даної геометрії ПЧ і фіксованого відкриття НА знаходиться підсумовуванням коефіцієнтів опорів підведення, робочого колеса і відсмоктуючої труби.

Результати чисельного дослідження коефіцієнтів опорів ПЧ на основі отриманих залежностей стосовно радіально-осьових гідротурбін РО45-РО500 показали досить добре узгодження з даними досліджень.

На рис 5.13. представлені результати порівняльного аналізу коефіцієнтів опору ПЧ гідротурбін РО45, РО115, РО230, РО500 проведених для оптимальних відкриттів НА. Дослідні значення коефіцієнтів опору ПЧ визначалися з врахуванням дискового і об'ємного ККД для відповідного РК радіально-осьової гідротурбіни.

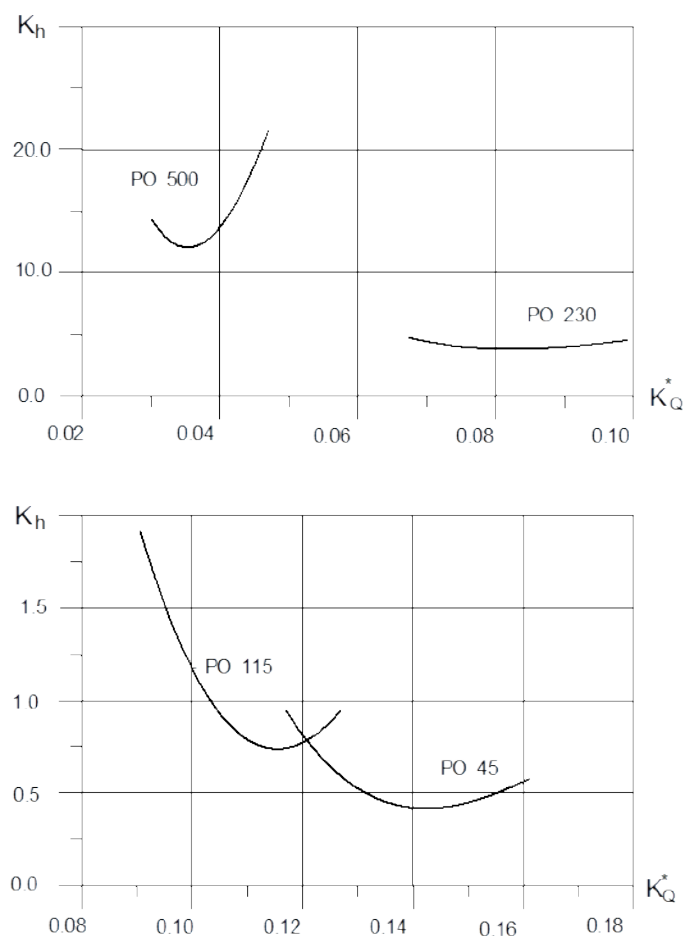


Рисунок 5.13 – Залежності $K_h = f(K_Q^*)$ для РО гідротурбін при $a_0 = const$

5.3. Залежність гідравлічного ККД і потужності гідротурбіни від геометричних і приведених режимних параметрів

5.3.1. Вихідними рівняннями для виведення гідравлічного ККД від геометричних і режимних параметрів $\eta_{\Gamma} = f(\eta_l, Q_l, L')$ є рівняння, витікаюче із залежності гідравлічного ККД, балансу енергії і виразу для коефіцієнта теоретичного напору:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, K_Q \right)}{g} Q_l' \quad (5.52)$$

$$Q_l'^2 = \frac{g}{K_{H_T} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, K_Q \right) + K_{h_n} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right) + K_{h_{pk}} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}, K_Q \right) + K_{h_{om}} (K_Q)} \quad (5.53)$$

$$K_{H_T} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} + F_0 - F_1 K_Q + F_2 K_Q^2 \right) K_Q \quad (5.54)$$

Виразив кінематичний параметр $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$ з (5.54) знаходимо залежність:

$$\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} = \frac{2\pi}{(1-k)K_Q} K_{H_T} - F_0 - F_2 K_Q^2 + F_1 K_Q \quad (5.55)$$

Замінюючи в (5.55), коефіцієнт теоретичного натиску з рівняння (5.52) отримаємо залежність, що пов'язує кінематичний комплекс $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$ з гідравлічним ККД:

$$\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} = \frac{2\pi}{(1-k)} \frac{g \eta_{\Gamma}}{K_Q Q_l'^2} - F_0 - F_2 K_Q^2 + F_1 K_Q \quad (5.56)$$

Аналогічним чином, замінюючи $\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q}$ його виразом через ККД (4.36)

отримаємо коефіцієнти опорів в підводі і ударних втрат; які для скорочення запису приведемо у функціональному вигляді:

$$K_{h_n} = f(\eta_\Gamma, n_I, Q_I, L'_n) \quad (5.57)$$

$$K_{h_{pkуд}} = f(\eta_\Gamma, n_I, Q_I, L'_{pk}) \quad (5.58)$$

Підставляючи вирази (5.54), (5.56), (5.57), (5.58) в рівняння балансу (5.53) отримуємо основне рівняння яке зв'язує гідравлічне ККД з геометричними і режимними параметрами:

$$\left[\frac{g\eta_\Gamma}{Q_I^2} + K_{h_n}(\eta_\Gamma, n_I, Q_I, L'_n) + K_{h_{pk}}(\eta_\Gamma, n_I, Q_I, L'_{pk}) + K_{h_{om}}(n_I, Q_I) \right] Q_I^2 - g = 0 \quad (5.59)$$

Вважаючи в (5.59) $\eta_\Gamma = \text{const}$, отримуємо рівняння ізольованій гідравлічного ККД $\eta_\Gamma(n_I, Q_I) = \text{const}$. Залежність $f(\eta_\Gamma, n_I, Q_I) = 0$ представляє рівняння гідравлічного ККД в полі $n_I' - Q_I'$ [11, 12]. Якщо ввести залежності дискового ККД $\eta_d = f(n_I, Q_I)$ і об'ємного $\eta_0 = f(K_{HT}, n_I, Q_I)$, то отримуємо рівняння універсальної характеристики гідротурбіни $f(\eta, n_I, Q_I) = 0$. Розгорнуте вираження ККД залежно від геометричних і режимних параметрів визначатиметься відповідно до прийнятого кінематичного опису потоку в ПЧ гідротурбіни. В рамках кінематичної моделі, що враховує зсув поверхонь струму, взаємозв'язок гідравлічного ККД від геометричних і приведених параметрів має вигляд:

$$\begin{aligned} & \frac{3600g^2}{n_I'^2} (b_2 + a)\eta_\Gamma^2 + \left(g + 4\pi g b_2 F_1 - \frac{120g b_2 F_2}{n_I'} Q' - \right. \\ & \quad \left. 4\pi g b_2 F_3 + 2\pi g b_3 + \frac{60g b_5}{n_I'} Q' + \right. \\ & \quad \left. + 4\pi g a F_1 - \frac{120g a F_2}{n_I'} Q' - 4\pi g a F_3 - 4 \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn} \frac{60g a}{n_I'} \right) \eta_\Gamma + \\ & \quad + (K_3 - b_2 F_1 F_3 - b_3 F_3 - 2a F_1 F_3) \frac{\pi^3 n_I'^3}{27000 Q_I'} + \\ & \quad \left(K_2 - b_2 F - b_3 F_1 - b_5 F_3 + 2a \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn} F_3 + a F \right) \frac{\pi^2 n_I'^2}{900} + \end{aligned}$$

$$\left(K_1 - b_5 F_1 - b_3 F_2 - 2a \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn} F_1 - 2a F_1 F_2 \right) \frac{\pi n'_I Q'_I}{30} +$$

$$\left(K_0 - b_2 F_2^2 - b_5 F_2 - a F_2 + K_m + a \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn}^2 + 2a \left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn} F_2 \right) Q_I'^2 = 0, \quad (5.60)$$

де

$$K_0 = a_0 + b_6 + c_0 + d_0 + g_0 + l_0;$$

$$K_1 = a_1 + b_4 + c_1 + d_1 + g_1 + l_1;$$

$$K_2 = a_2 + b_1 + c_2 + d_2 + g_2 + l_2;$$

$$K_3 = a_3 + c_3 + d_3 + l_3.$$

5.3.2. Для прийнятого кінематичного опису залежності, що зв'язують окремі категорії відносних втрат від геометричних і режимних параметрів мають вигляд: відносні втрати в частині гідротурбіни, що підводить,

$$\frac{h_n}{H} = \frac{K_{hn} Q_I'^2}{g} = K_{m_n} + a \left[\left(\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} \right)_{cn} - \frac{\Gamma_1 D}{Q} (\eta_\Gamma, n'_I, Q'_I) \right]^2;$$

відносні втрати тертя –

$$\frac{h_{pkmp}}{H} = a_3 \frac{\pi^3 n_I'^3}{30^3 g Q_I'} + a_2 \frac{\pi^2 n_I'^2}{30^3 g} + a_1 \frac{\pi n'_I Q'_I}{30 g} + a_0;$$

відносні кромкові втрати в РК –

$$\frac{h_{pkp}}{H} = \frac{K_{pkp} Q_I'^2}{g} = c_3 \frac{\pi^3 n_I'^3}{30^3 g Q_I'} + c_2 \frac{\pi^2 n_I'^2}{30^3 g} + c_1 \frac{\pi n'_I Q'_I}{30 g} + c_0;$$

відносні ударні втрати в РК –

$$\frac{h_{pk yd}}{H} = \frac{K_{pk yd} Q_I'^2}{g} = b_1 \frac{\pi^3 n_I'^2}{30^2 g} + b_2 \left[\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} (\eta_\Gamma, n'_I, Q'_I) \right]^2 + b_3 \left[\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} (\eta_\Gamma, n'_I, Q'_I) \right] \frac{\pi n'_I Q'_I}{30 g} +$$

$$+ b_4 \frac{\pi n'_I Q'_I}{30 g} + b_5 \left[\frac{\overline{\Gamma_1 D}}{Q} (\eta_\Gamma, n'_I, Q'_I) \right] + b_6;$$

відносні циркуляційні втрати –

$$\frac{h_{omц}}{H} = \frac{K_{omц} Q_I'^2}{g} = l_3 \frac{\pi^3 n_I'^3}{30^3 g Q_I'} + l_2 \frac{\pi^2 n_I'^2}{30^3 g} + l_1 \frac{\pi n'_I Q'_I}{30 g} + l_0;$$

відносні внутрішні втрати в ОТ –

$$\frac{h_{отвн}}{H} = \frac{K_{отвн} Q_l^2}{g} = d_3 \frac{\pi^3 n_l^3}{30^3 g Q_l} + d_2 \frac{\pi^2 n_l^2}{30^3 g} + d_1 \frac{\pi n_l Q_l}{30 g} + d_0;$$

відносні втрати від осьового вихору –

$$\frac{h_{отов}}{H} = \frac{K_{отов} Q_l^2}{g} = g_2 \frac{\pi^2 n_l^2}{30^3 g} + g_1 \frac{\pi n_l Q_l}{30 g} + g_0.$$

Рівняння гідравлічної потужності виходить підстановкою розгорнутих виразів K_{H_T} і K_h для відповідного кінематичного опису в рівняння

$$N'_l = \rho g \sqrt{\frac{g}{K_{H_T} + K_h}} \frac{K_{H_T}}{K_{H_T} + K_h}. \quad (5.61)$$

5.3.3. Отримаємо рівняння, що пов'язує гідравлічний ККД з геометричними і режимними параметрами в припущенні постійності коефіцієнта опору в частині, що підводить, гідротурбіни.

У рівнянні (5.59) покладемо $K_{h_n} = const$, $b_0 = 0$, $c_0 = 0$, $m = \frac{\pi}{2} \xi_1$,

$n = \frac{\pi}{2} \lambda^2$ і після деяких перетворень отримуємо:

$$\begin{aligned} & \frac{3600 g^2 b}{n_1^2} \eta_{\Gamma}^2 + \left(2 \pi g b n - \frac{60 g b \mu}{n_1} Q_1^1 - 4 \pi g b m + \frac{120 g b \mu_{б.о.}}{n_1} Q_1^1 \right) \eta_{\Gamma} + \\ & + b \left(m^2 + n^2 \right) \frac{\pi n_1^2}{900} + \left(2 \pi \mu_{б.о.} + 2 m \mu - 2 m n - \right. \\ & \left. - 2 m \mu_{б.о.} - 2 n \mu \right) \frac{\pi b n_1^1}{30} Q_1^1 + \frac{\pi^2 c n^2}{900} n_1^2 + \\ & + \frac{2 \pi c n \mu}{30} n_1^1 Q_1^1 + \left(c \mu^2 + K_{тр} \right) Q_1^2 - g = 0. \end{aligned} \quad (5.62)$$

5.3.4. Отримані рівняння є початковими для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на гідравлічне ККД гідротурбіни і на величину відносних втрат енергії. При фіксованій геометрії ПЧ рівняння дозволяють аналізувати вплив режимних параметрів n'_1 і Q'_1 на енергетичні показники гідротурбіни $\eta_{\Gamma} = (\eta'_1, Q'_1)$ а за допомогою рівнянь для відносних втрат натиску можуть бути знайдені окремі види втрат енергії і побудований енергетичний баланс. Таким чином, дане завдання зводиться до розрахунку універсальної характеристики гідротурбіни (рис. 5.14) і аналізу впливу окремих видів втрат на її формування. Знання енергетичного балансу необхідно для аналізу окремих елементів ПЧ і виявлення впливу кожного з них на формування універсальної характеристики (рис. 5.15).

При фіксованому значенні режимних параметрів n'_1 і Q'_1 , за допомогою рівнянь (5.59) і (5.61), виявляється можливим досліджувати вплив геометричних параметрів на кінематичні параметри, втрати енергії і величину гідравлічного ККД.

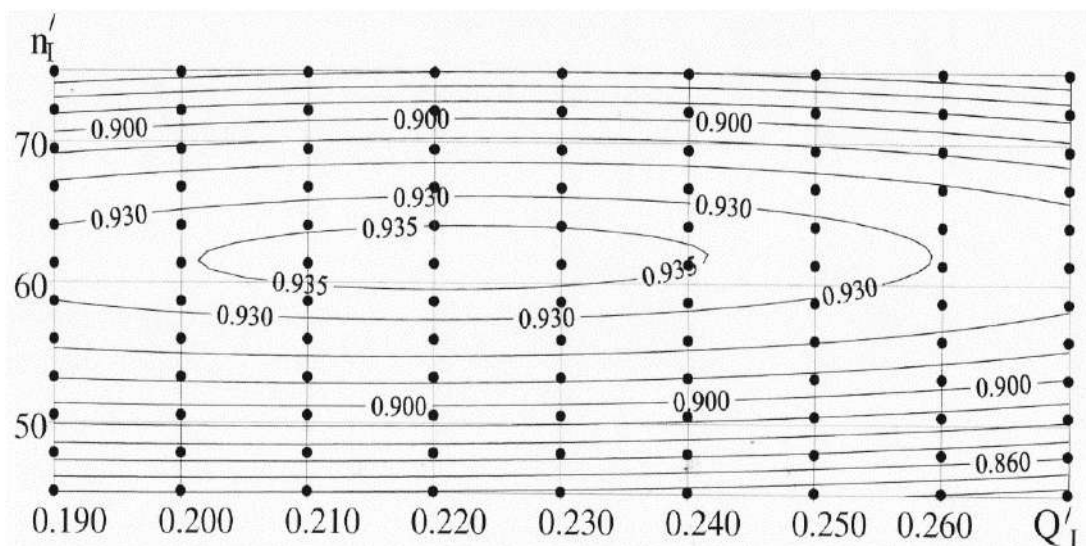


Рисунок 5.14 – Залежність ККД для проточної частини гідротурбіни PO500

Відзначимо можливість використання приведених рівнянь для постановки оптимізаційного завдання такою, що передбачає визначення геометричних параметрів, що забезпечують максимальний гідравлічний ККД для заданих значень n'_I і Q'_I .

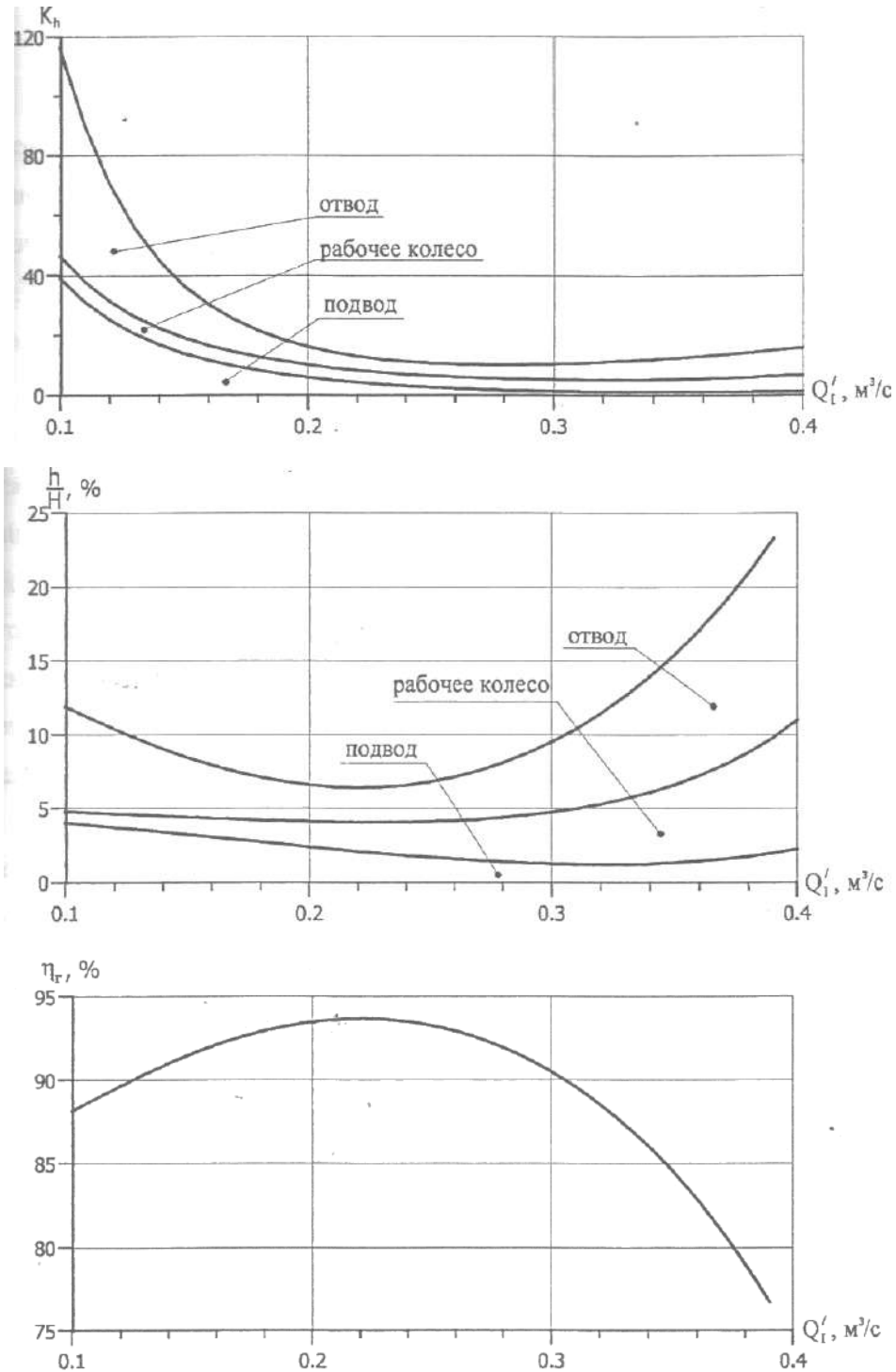


Рисунок 5.15 – Залежності $K_h = (Q'_I)$, $\frac{h}{H} = (Q'_I)$, $\eta_{\Gamma} = (Q'_I)$ для проточної частини гідротурбіни PO500 при $n'_I = 62 \text{ мин}^{-1}$

При фіксованому значенні $n'_I = \text{const}$ рівняння дозволяють аналізувати поведінку залежностей $\eta_T = f(Q_I)$ і $N'_I = f(Q_I)$ від геометричних параметрів. Аналогічним чином досліджується поведінка кривих $\eta_T = f(n'_I)$ залежно від геометричних параметрів при $Q'_I = \text{const}$. Використовуючи формули для втрат енергії, представляється можливим досліджувати зміни окремих видів втрат енергії і кінематичних параметрів потоку в характерних перетинах проточної частини. Метою такого аналізу є пошук геометричних параметрів, що забезпечують вимоги до величини максимального ККД на оптимальному режимі і характеру його зміни при його відхиленні від заданого режиму.

5.4. Алгоритм чисельного аналізу впливу геометричних і режимних параметрів гідротурбіни на її енергетичні показники

Отримані залежності (5.60-5.62) з врахуванням розгорнутих виразів коефіцієнта теоретичного натиску і втрат є основою для моделювання робочого процесу гідротурбіни. Відповідно до прийнятого кінематичного опису залежності k_{H_T} і k_h , а отже, і рівняння ММ робочого процесу гідротурбіни набувають різної форми.

Перехід від однієї моделі до іншої дозволяє врахувати вплив нерівномірності розподілу параметрів по висоті ПЧ і зміна параметрів із зміною режиму роботи, що пов'язане з ускладненням математичного опису робочого процесу. Це ускладнення виявляється в підвищенні міри поліномів, що описують поведінку коефіцієнтів теоретичного натиску і втрат залежно від режимних параметрів.

Розглянутий вище математичний опис забезпечує гнучкий підхід в процесі чисельного моделювання при проектуванні ПЧ. Це виявляється як в можливості вибору ефективнішого опису, відповідного даному рівню

проектування ПЧ, так і можливості поступового ускладнення ММ при переході від одного рівня проектування ПЧ до іншого [56]. Відзначимо також доцільність його використання для побудови оптимізаційних моделей. Останні можуть бути ефективно використані для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів на параметри оптимального режиму.

Вживання безрозмірних параметрів дозволяє систематизувати і узагальнити дані чисельного експерименту. Використання поліноміальних моделей для опису зв'язку між геометричними і режимними параметрами зручно як для проведення чисельних досліджень, так і для аналізу впливу геометричних і режимних параметрів.

Отримані рівняння ММ можуть бути покладені в основу як розрахунку кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни при фіксованих геометричних параметрах ПЧ (що відповідає постановці прямого завдання теорії гідротурбін), так і для визначення геометричних параметрів, що забезпечують задані параметри оптимального режиму n'_l і Q'_l . Остання постановка відповідає зворотному завданню теорії гідротурбін.

Розглянемо можливість використання приведених ММ робочого процесу для чисельного аналізу енергетичних характеристик гідротурбіни. Результатом чисельного аналізу має бути встановлення діапазону геометричних і режимних параметрів, в якому виконуються вимоги відносно проєктованих параметрів і характеру їх зміни.

Вирішення поставлених завдань передбачає дослідження різних видів втрат залежно від геометричних і режимних параметрів. С допомогою чисельного експерименту виявляється можливим проаналізувати вплив окремих видів втрат на енергетичні показники, а також встановити гранично можливі значення параметрів (витрати, потужності, гідравлічного ККД, коефіцієнта швидкохідності та ін.), які можна отримати за рахунок можливого зменшення кожній з тієї, що розглядається втрат.

Можливість виділення окремих ефектів і оцінка їх впливу на вихідні характеристики гідротурбіни є одним з переваг чисельного експерименту в порівнянні з фізичним.

Методика чисельного моделювання передбачає поетапне проведення чисельного експерименту. На першому етапі слід використовувати спрощені моделі робочого процесу, засновані на вживанні усереднених параметрів. Уточнення розрахунків досягається переходам до моделей більш за низ-кого рівня, що враховують розподіл параметрів потоку по висоті ПЧ.

Приведемо алгоритм розрахунку енергетичних характеристик гідротурбіни при фіксованій геометрії ПЧ. Чисельне дослідження проводиться для заданого режиму n'_l і Q'_l , при цьому послідовно виконуються наступні етапи:

1. По заданій геометрії ПЧ гідротурбіни знаходяться гідродинамічні параметри грат робочого колеса $\bar{\lambda}, \bar{\mu}, S_i, k_{r_{1,2}}$.

2. Для заданої режимної точки (n'_l і Q'_l), вирішуючи рівняння (5.60), визначають гідравлічний ККД.

3. По рівнянню (5.56) визначається гідродинамічний параметр $\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}$.

4. По відповідних залежностях знаходяться кінематичні параметри $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$; коефіцієнт теоретичного натиску; коефіцієнти втрат в підводі, РК, відсмоктуючої труби.

5. Розрахунком визначають об'ємний і дисковий ККД.

6. По формулі (3.5) знаходять значення повного ККД.

7. Розрахунок повторюється для наступної режимної точки.

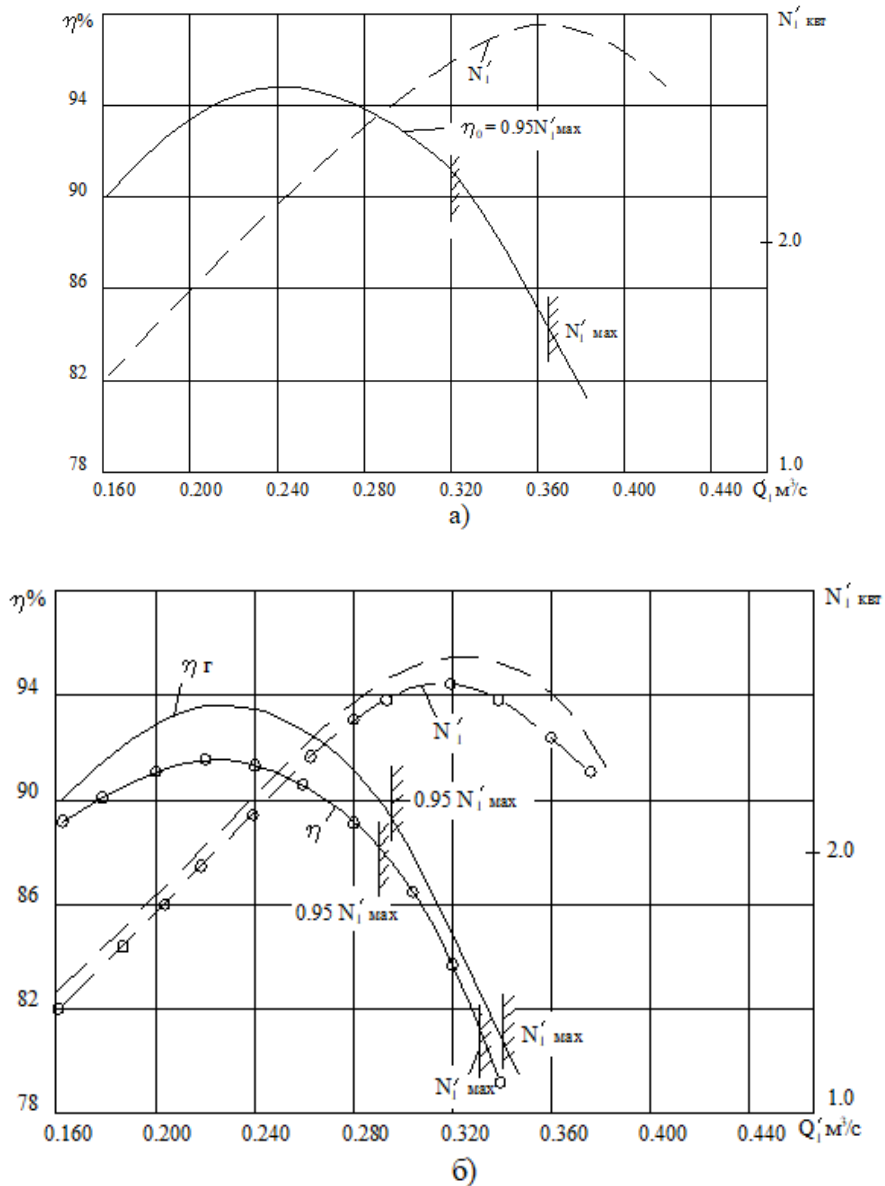


Рисунок 5.16 – Порівняння розрахункових і дослідних залежностей гідротурбіни PO500 для різних кінематичних моделей:

о – дослідні значення; — – розрахунок; а) $C_{2m} = B_2(l_2) Q$;
 б) $C_{2m}(l_2) = A_2(l_2) K_Q - B_2(l_2)$.

Результати чисельного дослідження, отримані на основі приведених ММ стосовно ПЧ високонапірної гідротурбіни PO 500, показують (рис. 5.16) досить хороше узгодження розрахункових енергетичних характеристик з даними енергетичних випробувань, що дає підставу використовувати отримані ММ для оцінки енергетичних якостей радіально-осьових гідротурбін на стадії вибору основних геометричних параметрів ПЧ.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

1. Отримані аналітичні залежності коефіцієнта теоретичного натиску від геометричних і режимних параметрів для різних моделей перебігу в РК радіально-осьової гідротурбіни. Розроблений відповідний алгоритм і програма розрахунку. Порівняльний аналіз показує хороше узгодження розрахункових і дослідних даних, що дозволяє рекомендувати отримані формули для практичного вживання при проектуванні ПЧ гідротурбіни.

2. Отримані формули для розрахунку гідродинамічних характеристик просторових решіток РК. Результати розрахунків добре узгоджуються з дослідними даними в діапазоні швидкохідностей $n_s = 90-250$.

3. Отримані аналітичні залежності коефіцієнтів опорів окремих категорій втрат (тертя, кромкових, ударних і так далі) від геометричних і режимних параметрів, що дозволяють аналізувати їх поведінку в діапазоні основних експлуатаційних режимів. Зіставлення розрахункових і дослідних даних дозволяє укласти про можливе вживання цих залежностей в діапазоні напорів РО гідротурбін РО45-РО500.

4. Знайдені залежності, що зв'язують енергетичні показники гідротурбіни (ККД, втрати енергії, потужність) з геометричними і режимними параметрами, які можуть бути застосовані як для чисельного аналізу впливу геометричних і режимних параметрів, так і для постановки оптимізаційних завдань.

5. Розроблений новий ефективний алгоритм для розрахунку енергетичних параметрів гідротурбіни, що дозволяє здійснювати розрахунок в заданому діапазоні приведених параметрів і .

6. Порівняльний аналіз розрахункових і дослідних даних дозволяє зробити висновок про застосовність розробленого методу розрахунку енергетичних характеристик в діапазоні напорів $H = 45-500$ м.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 5

1. Колычев В.А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины // Гидравлические машины, - 1992. - Вып.26. - С.3-19.
2. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л.: Машиностроение, 1978. -280 с.
3. Гольдин А.В. Исследование и разработка лопастных систем реактивных гидромашин с использованием метода экспресс-анализа их энергобалансовых характеристик. // Дисс. ... канд. техн.наук .-Л., 1983.-196с.
4. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Поверочный расчет кинематических и энергетических характеристик радиально-осевой гидротурбины в задаче проектирования ее проточной части //Вестник СумГУ. - Сумы, 1998. - №2(10).-С.28-34.
5. Колычев В.А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах: Уч. пособие. - Киев: ИСНО, - 1995. - 272с.
6. Колычев В.А. Оптимизация режимных параметров радиально-осевой гидротурбины // Труды Международной научно-технической конференции “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования”, Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины. -1997. -С 468-472.
7. Колычев В.А., Быкова Н.А. “Расчет и исследование теоретических характеристик пространственной решетки рабочего колеса высоконапорной обратимой гидромашин” // Пробл. машиностроения. - Вып. 23. - Харьков: - 1985. - С.95-102.
8. Колычев В.А., Мараховский М.Б., Булгаков В.А., Дранковский В.Э., Эскрибано Е.М. Численное моделирование режимных параметров на структуру потока за рабочим колесом радиально-осевой гидротурбины // Материалы международной научно-технической конференции

“Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье”, Харьков, Мишкольц: ХГПУ, МУ, -1995. - С.128.

9. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Цехмистро Л.Н. Расчет гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Вестник ХГПУ. - Харьков, 2000. - Вып.111. - С.7-20.

10. Макаров В.В., Пылев И.М., Пьянов В.М. Объемные и дисковые потери в радиально-осевых гидротурбинах // Энергомашиностроение. – 1982. - №1. – С.11-14.

11. Колычев В.А., Мараховский М.Б., Дранковский В.Э. Разработка и опыт применения математических моделей рабочего процесса для прогнозирования энергокавитационных показателей гидротурбины // Численные методы в гидравлике и гидродинамике: Тезисы докладов 1-ой международной конференции. Донецк: Дон ГУ, - 1994. - С.19

12. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Прогнозирование универсальной характеристики радиально-осевой гидротурбины //Материалы международной научно-технической конференции “Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье”, Харьков, Мишкольц, Магдебург: ХГПУ, МУ, МТУ, -1996. - С.61.

13. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Численное моделирование рабочего процесса радиально-осевой гидротурбины. //Научное издание: компьютер, наука, техника, технология, здоровье. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. Харьков-Мишкольц, - 1994. - С.12.

РОЗДІЛ 6. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА РЕЖИМНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ РАДІАЛЬНО– ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

6.1. Вступ

В даний час при доведенні і вдосконаленні ПЧ використовуються методи чисельного аналізу впливу геометричних параметрів РК на енергокавітаційні показники ГТ. Шляхом внесення змін у вихідну геометрію ПЧ та подальшого прогнозування енергетичних показників проводиться відбір найбільш прийнятних варіантів ПЧ. У зв'язку з цим досить актуальним є завдання пошуку таких модифікацій, які найкращим чином забезпечують вимоги технічного завдання. При цьому, як правило, виходять з наявних досвідчених даних про вплив геометричних параметрів РК на параметри оптимального режиму. У ряді робіт наводяться дані численних досліджень, що відображають вплив РК на енергетичні показники оборотних ГТ, поваротно–лопатевих ГТ і радіально-осьових ГТ середньої швидкохідності [1–5].

Чисельний аналіз впливу геометричних і режимних параметрів за допомогою тривимірних методів, навіть у вузькому діапазоні швидкохідності, виявляється досить складним. Ще більш складна задача – використання цих методів в широкому діапазоні зміни швидкохідності. Для вирішення завдання аналізу умови формування енергетичних характеристик ГТ доцільно застосовувати загальні закономірності робочого процесу (основи наведені у розділі 3).

6.2. Залежність режимних та енергетичних параметрів гідротурбіни від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини

Вирази для визначення наведеної витрати, наведених оборотів, ККД і гідравлічної потужності описують взаємозв'язок геометричних, режимних та енергетичних параметрів та можуть бути використані для вирішення наступних завдань, пов'язаних з удосконаленням ПЧ ГТ:

- прогнозування та аналіз енергетичних характеристик ГТ в заданому діапазоні режимів її роботи (геометрія ПЧ задана). Окремий випадок завдання прогнозування енергетичних показників – визначення параметрів оптимального режиму – режиму, коли досягається максимальний гідравлічний ККД;
- чисельне моделювання впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики і гідродинамічні характеристики елементів ПЧ (багатоваріантний аналіз);
- оптимізація режимних та геометричних параметрів ПЧ ГТ.

6.2.1. Загальні закономірності робочого процесу з використанням безрозмірних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ і k_Q

Наведемо основні залежності для розрахунку характеристик в залежності від режимних параметрів $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ і k_Q :

наведена витрата

$$Q'_l = \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + k_{h \min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}}, \quad (6.1)$$

наведені оберти

$$n_I = \frac{30}{\pi} k_Q \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + k_{h \min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}}, \quad (6.2)$$

гідравлічний ККД

$$\eta_I = \frac{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + k_{h \min} + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \frac{1}{b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}, \quad (6.3)$$

наведена потужність

$$N_I = \rho g \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \frac{1}{c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2 + k_{h \min}}}} \left(\frac{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q}{\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q \right) k_Q + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1}^2 k_Q - \mu_m - \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \frac{1}{c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2 + k_{h \min}}} \right), \quad (6.4)$$

де $k_{h \min} = k_{\text{сп}} + k_{\text{ст}} + k_{\text{НА} \min} + k_{\text{РК} \min} + k_{\text{омс} \min}$ – втрати тертя у всій ПЧ.

Ці залежності покладені в основу моделі робочого процесу, за допомогою якої вирішується велике коло питань при проектуванні ПЧ: вибір основних геометричних параметрів, прогнозування показників ГТ і їх оптимізація та ін.

Наведемо аналітичні залежності – ККД, потужності і усередненого кута потоку за НА від наведених параметрів n_l і Q_l . Дані залежності дозволяють вже на початковій стадії проектування оцінити енергетичні якості ГТ.

Наведемо формули гідравлічного ККД і гідравлічної потужності:

$$\eta_r = \frac{(1 - k) \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \frac{\pi^2 \Lambda^2 n_l}{60 Q_l} \right) \frac{n_l}{Q_l}}{60g} Q_l^2, \quad (6.5)$$

$$N_{\text{гг}} = \frac{\rho(1 - k)}{60} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \frac{\pi^2 \Lambda^2 n_l}{60 Q_l} \right) n_l Q_l^3. \quad (6.6)$$

Рівняння, що зв'язує кінематичний комплекс $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ з наведеними величинами n_l і Q_l :

$$\begin{aligned} & \left(k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 - 2a \frac{\bar{\Gamma}_{\text{сп}} D}{Q} - \pi b k_{r1} \mu_m + b \mu_m^2 + 2b \mu_m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b + c + \mu^2 \right) \cdot Q_l^2 + \\ & + \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - \frac{\Lambda^2}{120} + \frac{\mu}{60} - \frac{\pi^2 b k_{r1} \bar{\Gamma}_0 D}{30 Q} - \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{30} \right) \cdot n_l \cdot Q_l + \\ & + g \left(\frac{\pi^4 b k_{r1}^2}{4 \cdot 30^2} + \frac{\pi^4 \Lambda^4 c}{4 \cdot 30^2} \right) \cdot n_l^2 - g = 0 \end{aligned} \quad , \quad (6.7)$$

Залежності (6.5), (6.6) і (6.7) є основою для розрахунку і аналізу енергетичних характеристик ГТ.

При фіксованих значеннях наведених параметрів n_l і Q_l параметр $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$, що характеризує відкриття НА, знаходиться з рівняння:

$$\begin{aligned}
 & a Q_l^2 \cdot \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + \left(2 Q_l^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n_l Q_l + \frac{1}{30} n_l Q_l \pi^2 b k_{r1} \right) \cdot \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) + \\
 & + \left(Q_l^2 k_m - 2 a Q_l^2 \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - Q_l^2 \pi b k_{r1} \mu_m + Q_l^2 b \mu_m^2 + Q_l^2 b + \right. \\
 & + Q_l^2 c + Q_l^2 \mu^2 - \frac{1}{120} n_l Q_l \Lambda^2 + \frac{1}{60} n_l Q_l \mu - \frac{1}{30} n_l Q_l \pi^2 c \Lambda^2 \mu + \\
 & \left. + \frac{1}{3600} g n_l^2 \pi^4 b k_{r1}^2 + \frac{1}{3600} g n_l^2 \pi^4 \Lambda^4 c - g \right) = 0
 \end{aligned} \quad (6.8)$$

Усереднений кут потоку за НА:

$$\begin{aligned}
 \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{1}{2 Q_l^2 a} \cdot & \left[- \left(2 Q_l^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n_l Q_l + \frac{1}{30} n_l Q_l \pi^2 b k_{r1} \right) + \right. \\
 & + \left[\left(2 Q_l^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n_l Q_l + \frac{1}{30} n_l Q_l \pi^2 b k_{r1} \right)^2 - \right. \\
 & - 4 Q_l^2 a \left(Q_l^2 k_m - 2 a Q_l^2 \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - Q_l^2 \pi b k_{r1} \mu_m + Q_l^2 b \mu_m^2 Q_l^2 b + \right. \\
 & + Q_l^2 c + Q_l^2 \mu^2 - \frac{1}{120} n_l Q_l \Lambda^2 + \frac{1}{60} n_l Q_l \mu - \frac{1}{30} n_l Q_l \pi^2 c \Lambda^2 \mu + \\
 & \left. \left. + k_{r1}^2 + \frac{1}{3600} g n_l^2 \pi^4 \Lambda^4 c - g \right)^{\frac{1}{2}} \right]
 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Підстановка $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ в (6.5) і (6.6) дає відповідно величини η_Γ для заданих значень n_I і Q_I .

$$\begin{aligned} \eta_\Gamma = \frac{n_I Q_I}{60 g} & \cdot \left\langle \frac{1}{2 Q_I^2 a} \cdot \left[- \left(2 Q_I^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n_I Q_I + \frac{1}{30} n_I Q_I \pi^2 b k_{r1} \right) + \right. \right. \\ & + \left[\left(2 Q_I^2 b \mu_m + \frac{1}{60} n_I Q_I + \frac{1}{30} n_I Q_I \pi^2 b k_{r1} \right)^2 - \right. \\ & - 4 Q_I^2 a \left(Q_I^2 k_m - 2 a Q_I^2 \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - Q_I^2 \pi b k_{r1} \mu_m + Q_I^2 b \mu_m^2 Q_I^2 b + \right. \\ & + Q_I^2 c + Q_I^2 \mu^2 - \frac{1}{120} n_I Q_I \Lambda^2 + \frac{1}{60} n_I Q_I \mu - \frac{1}{30} n_I Q_I \pi^2 c \Lambda^2 \mu + \\ & \left. \left. \left. + k_{r1}^2 + \frac{1}{3600} g n_I^2 \pi^4 \Lambda^4 c - g \right)^{\frac{1}{2}} \right] + \mu - \frac{\pi^2 \Lambda^2 n_I}{60 Q_I} \right\rangle \end{aligned} \quad (6.10)$$

Вважаючи $\eta = const$ в (6.10) отримуємо ізолінії ККД у полі універсальної характеристики $n_I - Q_I$, в області основних робочих режимів.

Наведена витрата:

$$\begin{aligned} Q_I = \frac{1}{2 \left(k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 - 2 a \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \pi b k_{r1} \mu_m + b \mu_m^2 + 2 b \mu_m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b + c + \mu^2 \right)} \cdot \\ \cdot \left[\left(- \frac{1}{60} \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \frac{\Lambda^2}{120} - \frac{\mu}{60} + \frac{\pi^2 b k_{r1}}{30} \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - \frac{\pi^2 c \Lambda^2 \mu}{30} \right)^2 n_I^2 - \right. \\ \left. - \left(k_m + a \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 - 2 a \frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q} - \pi b k_{r1} \mu_m + b \mu_m^2 + 2 b \mu_m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b + c + \mu^2 \right) \cdot \right. \\ \left. \cdot 4 g n_I^2 \left(\frac{\pi^4 b k_{r1}^2}{4 \cdot 30^2} + \frac{\pi^4 \Lambda^4 c}{4 \cdot 30^2} \right) \right] \end{aligned} \quad (6.11)$$

Розрахунок енергетичних характеристик проводиться в діапазоні зміни режимних параметрів n_I і Q_I , що охоплює область оптимального режиму. Для визначення розрахункового діапазону параметрів $n_I - Q_I$ слід спочатку визначити параметри оптимально режиму $n_{I_{opt}}$ і $Q_{I_{opt}}$. Інтервали зміни призначаються в залежності від знайдених параметрів оптимального режиму $n_{I_{opt}}$ і $Q_{I_{opt}}$ (наприклад: $0.8 \leq \frac{n_I}{n_{I_{opt}}} \leq 1.2$ і $0.8 \leq \frac{Q_I}{Q_{I_{opt}}} \leq 1.2$).

6.2.2. Загальні закономірності робочого процесу за допомогою безрозмірних комплексів k_{HT}^* і k_Q^*

При проведенні чисельного аналізу необхідно не тільки підвищення рівня ККД, а також поліпшення виду енергетичних характеристик. У зв'язку з цим виникає завдання, встановлення закономірності впливу геометричних параметрів лопатевої системи РК на параметри оптимального режиму. Проведення багатоваріантного чисельного аналізу повинно базуватися на врахуванні цих закономірностей.

Для аналізу робочого процесу у широкому діапазоні швидкохідності представимо енергетичні параметри ГТ η_G , k_{NG}^* , N_{IG} у функції безрозмірних комплексів k_{HT}^* і k_Q^* . Застосування безрозмірних комплексів дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу ГТ у широкому діапазоні зміни швидкохідності. Безрозмірні кінематичні комплекси k_{HT}^* і k_Q^* на відміну від традиційних $n_I - Q_I$ в практиці гідротурбобудуванні, є строгими критеріями кінематичної подоби. Вони однакові для всієї серії подібних ГМ безрозмірні параметри k_{HT}^* і k_Q^* застосовуються в насособудуванні. Тому ці параметри доцільно

використовувати для представлення та аналізу енергетичних характеристик оборотних ГМ як в турбінному, так і у насосному режимах [6 – 8].

Застосування безрозмірних параметрів замість традиційних наведених величин $n_I - Q_I$ є більш обґрунтованим з точки зору теорії моделювання і має ряд переваг, як при проведенні та обробці результатів модельних та натурних випробувань, так і при перерахунку даних з модельної турбіни на натурну.

Наведемо вираз $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = \frac{\pi \lambda^2}{2 k_Q^*} + \frac{2 \pi k_{HT}^*}{k_Q^*} - \mu \quad (6.12)$$

Після підстановки $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ до формул (6.13) – (6.18) отримуємо залежності k_h^* , η_Γ , k_{NT}^* и $N_{I\Gamma}$ у функції від k_{HT}^* і k_Q^* :

$$k_h^* = k_{h \min} + k_{HA} + k_{y\partial}^* + k_{цирк}^* \quad (6.13)$$

$$k_{y\partial}^* = \frac{1}{4} a_1 \left(\pi^2 k_{r1}^2 - 4 \pi k_{r1} \mu_m k_Q^* - 4 \pi k_{r1} \left(\frac{\pi}{2} \lambda^2 + 2 \pi k_{HT}^* - \mu k_Q^* \right) + \right. \\ \left. + 4 \mu_m^2 k_Q^* + 8 \mu_m \left(\frac{\pi}{2} \lambda^2 + 2 \pi k_{HT}^* - \mu k_Q^* \right) + 4 \left(\frac{\pi \lambda^2}{2 k_Q^*} + \frac{2 \pi k_{HT}^*}{k_Q^*} - \mu \right)^2 k_Q^{*2} \right) \quad (6.14)$$

$$k_{цирк}^* = \frac{1}{4} a_2 \left(\pi^2 \lambda^4 - 4 \pi \lambda^2 \mu k_Q^* + 4 \mu^2 k_Q^{*2} \right) \quad (6.15)$$

$$\eta = \frac{k_{HT}^*}{k_{HT}^* + k_{h \min} + k_{HA} + k_{y\partial}^* + k_{цирк}^*} \quad (6.16)$$

$$K_{NT}^* = k_{HT}^* k_Q^* \quad (6.17)$$

$$N_{I\Gamma} = \frac{\pi^3}{30^3} \rho k_{HT}^* k_Q^* n_I^3 \quad (6.18)$$

Наведені параметри n_I^* , Q_I^* пов'язані з використаними функцій k_{HT}^* и k_Q^* наступним чином:

$$n_I^* = \sqrt{\frac{30^2 g}{(k_{HT}^* + k_{h \min} + k_{HA} + k_{y\partial}^* + k_{цирк}^*) \pi^2}} \quad (6.19)$$

$$Q_I^* = \frac{\pi}{30} n_I^* k_Q^* \quad (6.20)$$

На рисунку 6.1 представлені розрахункові та досвідчені дані ГТ різної швидкохідності РО–45, РО–310, РО–500. Розрахункові і досвідчені ізолінії η , для ряду РО ГТ добре узгоджуються один з одним.

Застосування безрозмірних комплексів k_{HT}^* і k_Q^* дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу ГТ в широкому діапазоні зміни швидкохідності. З графіків випливає закономірна зміна параметрів Λ і μ , що визначають силову взаємодію РК з потоком. Досвідчені точки, що належать одному і тому ж відкриття $a_0 = \text{const} \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} = \text{const} \right)$ розташовуються на одній та тій же прямій, побудованої в координатах $k_{HT}^* - k_Q^*$.

Відрізок ОА відсікає параметр розгінного режиму на заданому відкритті $a_0 = \text{const}$: $k_Q^* \Big|_{k_{HT}^*=0} = \frac{\pi \Lambda^2}{2 \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} + \mu \right)}$. Робочі режими для цього

відкриття розміщені на відрізку ВС. Режим максимального гідравлічного ККД розташований поблизу режиму нормального виходу з РК, який визначається з рівняння зв'язку кінематичних комплексів за умови $\frac{\Gamma_2 D}{Q} = 0$,

$$k_Q^* \Big|_{\frac{\Gamma_2 D}{Q}=0} = \frac{\pi \Lambda^2}{2 \mu}.$$

Лінійний характер залежності безрозмірного комплексу Γ'_2/n'_l від режимного параметра k_Q^* (кінематична характеристика просторової решітки) має місце в широкому діапазоні зміни швидкохідності. Параметри цієї залежності – гідродинамічні параметри μ , Λ змінюються при переході від однієї швидкохідності до іншої, тому змінюється кут нахилу прямої Γ'_2/n'_l .

222

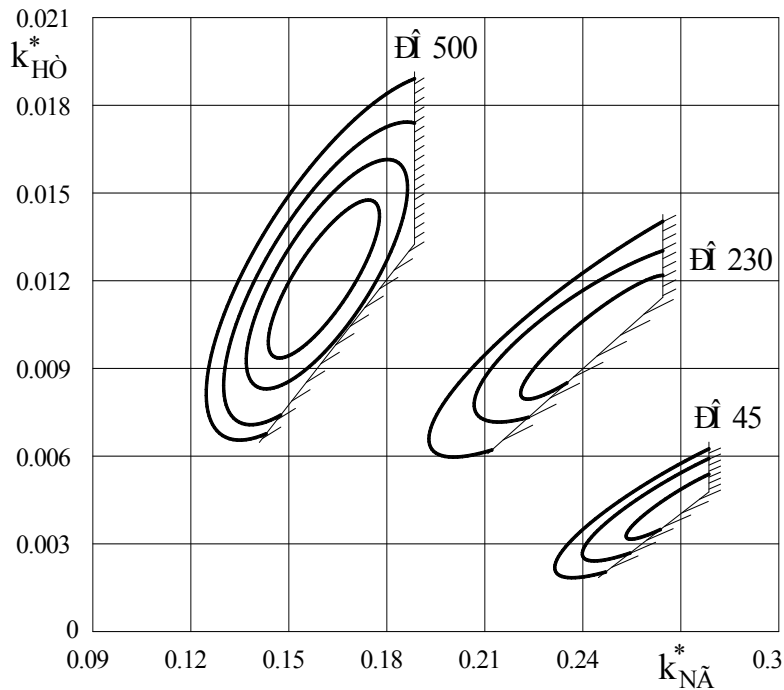


Рисунок 6.2 – Характеристика гідротурбін різної швидкохідності в координатах k_{HT}^* і k_{NG}^*

Для розрахунку і аналізу енергетичних характеристик при $n_I = const$, отримаємо залежності ККД, коефіцієнта потужності, коефіцієнтів ударних і циркуляційних втрат, використовуючи інший варіант безрозмірних комплексів.

Виключаючи $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$ знаходимо залежності $\eta = f(k_Q^*)$, $K_{NG}^* = f(k_Q^*)$, $k_h^* = f(k_Q^*)$, $k_{h\gamma\delta}^* = f(k_Q^*)$, $k_{h\text{цирк}}^* = f(k_Q^*)$ з виразів (6.13) – (6.18):

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}(\eta, n_I, k_Q^*) = \frac{3600 g \eta - 2 \pi \mu n_I^2 k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_I^2}{2 \pi n_I^2 k_Q^*} \quad (6.21)$$

постановкою $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ знаходимо коефіцієнти втрат:

$$k_h^*(\eta, n_I, k_Q^*) = k_m + k_n + k_{\gamma\delta}(\eta, n_I, k_Q^*) + k_{\text{цирк}}^*(k_Q^*), \quad (6.22)$$

$$k_{y\partial}^*(\eta, n_I^{\cdot}, k_Q^*) = \frac{1}{4} a_1 \left(\pi^2 k_{r1}^2 - 4\pi k_{r1} \mu_m k_Q^* - 4\pi k_{r1} \left(\frac{3600 g \eta - 2\pi \mu n_I^{\cdot 2} k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_I^{\cdot 2}}{2\pi n_I^{\cdot 2} k_Q^*} \right) k_Q^* + \right. \\ \left. + 4\mu_m^2 k_Q^* + 8\mu_m \left(\frac{3600 g \eta - 2\pi \mu n_I^{\cdot 2} k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_I^{\cdot 2}}{2\pi n_I^{\cdot 2} k_Q^*} \right) k_Q^* + \right. \\ \left. + 4 \left(\frac{3600 g \eta - 2\pi \mu n_I^{\cdot 2} k_Q^* + \pi^2 \lambda^2 n_I^{\cdot 2}}{2\pi n_I^{\cdot 2} k_Q^*} \right)^2 k_Q^{*2} \right) \quad (6.23)$$

$$k_{цирк}^*(k_Q^*) = \frac{1}{4} a_2 \left[\pi^2 \lambda^4 - 4\pi \lambda^2 \mu k_Q^* + 4\mu^2 k_Q^{*2} \right], \quad (6.24)$$

$$Q_I^{\cdot}(\eta, n_I^{\cdot}, k_Q^*) = \frac{\pi}{30} n_I^{\cdot}(\eta, k_Q^*) k_Q^*. \quad (6.25)$$

Вирази для ККД має наступний вигляд:

$$\eta = \frac{n_I^{\cdot}}{25920000} \left[7200 \pi^2 a_1 n_I^{\cdot} (k_{r1}^2 - \lambda^2) + 14400 \pi a_1 n_I^{\cdot} k_Q^* (\mu - \mu_m) - 3600 n_I^{\cdot} + \right. \\ \left. + 3600 \left(\sqrt{n_I^{\cdot 2} + 4 a_1 k_{r1} \pi^2 n_I^{\cdot 2} + 8 a_1 \pi \mu_m n_I^{\cdot 2} k_Q^* + 4 a_1 \pi^2 \lambda^2 n_I^{\cdot 2} -} \right. \right. \\ \left. \left. - 16 a_1 \pi^2 k_n n_I^{\cdot 2} - 16 a_1 \pi^2 k_m n_I^{\cdot 2} - 8 a_1 \pi \mu n_I^{\cdot 2} k_Q^* - 4 a_1 a_2 \pi^4 \lambda^4 n_I^{\cdot 2} + \right. \right. \\ \left. \left. + 16 a_1 a_2 \pi^3 \lambda^2 \mu n_I^{\cdot 2} k_Q^* + 14400 a_1 g - 16 a_1 a_2 \pi^4 \mu^2 n_I^{\cdot 2} k_Q^{*2} \right) \right] \quad (6.26)$$

Запишемо формули для коефіцієнта гідравлічного моменту і гідравлічної потужності відповідно:

$$K_{N\Gamma}^* = k_{HT}^* k_Q^* \quad (6.27)$$

$$N_{I\Gamma}^{\cdot} = \frac{\pi^3}{30^3} \rho k_{HT}^* n_I^{\cdot 3} k_Q^* \quad (6.28)$$

для $K_{N\Gamma}^*$, k_h^* , $k_{h\ y\partial}^*$, $k_{h\ цирк}^*$ в функції $n_I^{\cdot}$, k_Q^* слід в формулах (6.22), (6.23), (6.24), (6.27) замінити ККД його виразом (6.26). У зв'язку з громіздкістю отриманих виразів вони не наводяться.

Отже, наведені залежності в безрозмірній формі пов'язують гідродинамічні характеристики ПЧ з основними параметрами ГТ. Гідродинамічні характеристики, що описуються двома функціональними

залежностями K_{HT} і k_h , де K_{HT} – відома, а k_h – представляється у вигляді суми втрат окремих елементів (розділ 3).

Цілеспрямована зміна енергетичних характеристик (управління видом енергетичних характеристик) пов'язано з внесенням змін до гідродинамічні характеристики елементів ПЧ. На першому етапі дослідження стоїть завдання аналізу формування гідродинамічних характеристик елементів ПЧ, для виявлення впливу гідродинамічних параметрів ПЧ на гідродинамічні характеристики ГТ. Для аналізу формування характеристик виявляється доцільним використання двох наборів безрозмірних параметрів. Даний опис робочого процесу на основі безрозмірних гідродинамічних параметрів дозволяє встановити деякі закономірності формування енергетичних характеристик в широкому діапазоні зміни напорів.

6.3. Основи теорії оптимального режиму

Для аналізу впливу гідродинамічних параметрів просторової решітки на параметри оптимального режиму наведемо рівняння оптимального режиму [9], отримані з умов максимуму ККД: $\frac{\partial \eta_\Gamma}{\partial \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)} = 0$; $\frac{\partial \eta_\Gamma}{\partial K_Q} = 0$:

$$K_{Q_{onm}} = \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)}, \quad (6.29)$$

$$\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)_{onm} = \frac{\pi^2 K_{r1}^2}{k_1} \left(\frac{1 - \eta_{onm}}{2 \pi \eta_{onm}} + \frac{k_1}{2 \pi} \right) K_{Q_{onm}} - \mu_m. \quad (6.30)$$

Підстановка цих значень в (6.1), (6.3), (6.4) приводить до наступних залежностей, що зв'язують режимні та енергетичні параметри з інтегральними гідродинамічними параметрами просторової решітки:

наведена витрата на оптимальному режимі:

$$Q_{I\ onm} = \sqrt{\frac{2\pi g \eta_{onm}}{\left(\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1-\eta_{onm})}{2 k_1 \eta_{onm}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \right) + \mu - \mu_m \right)}}} \times \frac{1}{\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)}}}, \quad (6.31)$$

наведені оберті:

$$n_{I\ onm} = \frac{30}{\pi} \frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \times \sqrt{\frac{2\pi g \eta_{onm}}{\left(\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1-\eta_{onm})}{2 k_1 \eta_{onm}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \right) + \mu - \mu_m \right)}}} \times \frac{1}{\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)}}}, \quad (6.32)$$

наведена потужність:

$$N_{onm} = \gamma \eta_{onm} \sqrt{\frac{2\pi g \eta_{onm}}{\left(\left(\frac{\pi K_{r1}^2 (1-\eta_{onm})}{2 k_1 \eta_{onm}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 - \frac{\pi}{2} \lambda^2 \right) \left(\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \right) + \mu - \mu_m \right)}}} \times \frac{1}{\frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)}}}, \quad (6.33)$$

безрозмірний кінематичний комплекс, що характеризує напрямок абсолютного потоку на виході з РК:

$$\left(\frac{ctg \tilde{\alpha}_2}{S_2} \right)_{onm} = \frac{\pi \lambda^2 (\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} - \mu, \quad (6.34)$$

безрозмірний кінематичний комплекс, що характеризує напрямок відносного потоку у вхідному перетині РК:

$$\begin{aligned} \left(\frac{ctg \tilde{\beta}_1}{S_1} \right)_{onm} = & \frac{K_{r1}^2 (\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} - \\ & - \frac{\left(\frac{1 - \eta_{onm}}{2 \pi \eta_{onm}} + \pi \frac{k_1}{2 \pi^2} \right) (\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm}))}{\frac{1}{\pi K_{r1}^2} \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} + \mu_m, \end{aligned} \quad (6.35)$$

коефіцієнт теоретичного напору:

$$\begin{aligned} K_{HT onm} = & \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\left(\frac{1 - \eta_{onm}}{4 \pi b \eta_{onm}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 \right) (\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm}))}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} + \mu - \mu_m - \right. \\ & \left. - \frac{\lambda^2 (\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \right. \\ & \left. \cdot \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2 \eta_{onm}} \right) \right)} \right). \end{aligned} \quad (6.36)$$

коефіцієнт втрат в РК:

$$K_{HT_{onm}} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\left(\frac{1-\eta_{onm}}{4\pi b \eta_{onm}} + \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 \right) (\mu - \mu_m (1-\eta_{onm}))}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2\eta_{onm}} \right) \right)} + \mu - \mu_m - \right. \\ \left. - \frac{\lambda^2 (\mu - \mu_m (1-\eta_{onm}))}{2 \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2\eta_{onm}} \right) \right)} \right] \cdot \frac{\mu - \mu_m (1-\eta_{onm})}{\pi \left(\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1}^2 \left(\frac{\eta_{onm}}{2} - \frac{1}{2\eta_{onm}} \right) \right)} \quad (6.37)$$

Наведені формули (6.29) – (6.37) встановлюють залежність параметрів оптимального режиму від гідродинамічних параметрів просторової решітки РК і величини гідравлічного ККД на оптимальному режимі. Гідравлічний ККД, що входить в ці залежності знаходиться з рівняння (6.38), що зв'язує його величину, як з гідродинамічними параметрами просторової решітки, так і з деякими геометричними параметрами ПЧ:

$$\frac{(1-\eta_{onm})^2}{4\pi^2 \eta_{onm}^2} \left((\mu - \mu_m)^2 + \frac{2\pi^2 k_{r1}^2 \left(k_{h \min} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 k_{r2}^2} \right)}{k_1} \right) + \\ + \frac{(1-\eta_{onm})}{\eta_{onm}} \left((\mu - \mu_m) \frac{k_2 \lambda^2 \mu}{2\pi^2 k_{r2}^2} + \left(k_{h \min} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 K_{r2}^2} \right) (k_{\kappa 1}^2 - \lambda^2) \right) + \\ + \frac{\pi^2 k_2^2 \lambda^4 \mu^2}{4\pi^4 (k_{r2}^2)^2} - \frac{\pi^2 k_2 \lambda^4}{2\pi^2 k_{r2}^2} \left(k_{h \min} + \frac{k_2 \mu^2}{2\pi^2 k_{r2}^2} \right) = 0 \quad (6.38)$$

З (6.29) – (6.38) випливає, що параметри оптимального режиму його кінематичні та енергетичні характеристики визначаються інтегральними гідродинамічними параметрами РК.

Рівняння оптимального режиму (6.29) – (6.38) слід також використовувати в процесі модифікування РК з метою поліпшення енергетичних показників ГТ (підвищення потужності, рівня ККД і т.д.). Завдання такого роду виникають у зв'язку з вимогами реконструкції ГЕС. При реконструкції ГЕС підвищення енергетичних якостей ГТ, найчастіше досягається шляхом внесення змін до геометрії лопатевої системи РК при незмінних геометричних параметрах підвідних і відвідних органів.

Перевагою запропонованої моделі для розрахунку енергетичних характеристик є можливість її застосування при відсутності повної інформації про геометрію лопатевої системи РК. Використання її виявляється доцільним на стадії вибору основних геометричних параметрів при профілювання лопаті РК.

Застосування безрозмірних параметрів дозволяє систематизувати і узагальнити дані чисельного експерименту. Отримані рівняння ММ можуть бути покладені в основу як розрахунку гідродинамічних характеристик ГТ при фіксованих геометричних параметрах ПЧ (що відповідає постановці прямої задачі теорії гідротурбін), так і для визначення геометричних параметрів, що забезпечують задані параметри оптимального режиму n'_l і Q'_l . Остання постановка відповідає зворотній задачі теорії ГТ.

Нижче показана можливість використання наведених залежностей теорії робочого процесу для чисельного аналізу впливу гідродинамічних характеристик елементів ПЧ на режимні та енергетичні показники РО ГТ.

6.3.2. Граничні значення енергетичних характеристик

В процесі вдосконалення ПЧ ГТ виникає необхідність чисельної оцінки максимально можливих значень витрати, потужності, частоти

обертання при заданій геометрії РК. Оскільки, максимальний гідравлічний ККД сучасних ГТ досить високий, для оцінки параметрів оптимального режиму становить інтерес розгляд граничного випадку $\eta_r = 1$:

$$K_{Q \text{ пред}} = \frac{2\mu}{\pi \lambda^2}, \quad (6.39)$$

$$Q_{I \text{ пред}} = \pi \lambda \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{\mu K_{r1}^2}{\lambda^2} - \mu_m\right) \mu}}, \quad (6.40)$$

$$n_{I \text{ пред}} = \frac{60 \mu}{\pi \lambda} \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{\mu K_{r1}^2}{\lambda^2} - \mu_m\right) \mu}}, \quad (6.41)$$

$$\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)_{\text{пред}} = K_{r1}^2 \frac{\mu}{\lambda^2} - \mu_m, \quad (6.42)$$

$$\left(\frac{ctg \tilde{\beta}_1}{S_1}\right)_{\text{пред}} = \mu_m, \quad (6.43)$$

$$\left(\frac{ctg \tilde{\alpha}_2}{S_2}\right)_{\text{пред}} = 0. \quad (6.44)$$

Представлені залежності (6.39) – (6.44) слід використовувати для чисельної оцінки максимально можливих значень витрати, потужності, частоти обертання при заданій геометрії РК. Необхідність такого аналізу виникає в процесі вдосконалення ПЧ.

6.3.3. Пряма та зворотна задачі теорії робочого процесу

Сучасний підхід до проектування ПЧ повинен ґрунтуватися на спільному вирішенні прямої і зворотної задач теорії робочого процесу. У прямій задачі при фіксованій геометрії ПЧ виконується розрахунок кінематичних і енергетичних характеристик ГТ, тобто прогнозування енергетичних характеристик ГТ в заданому діапазоні режимів її роботи.

Окремий випадок завдання прогнозування енергетичних показників – визначення параметрів оптимального режиму.

Наведені рівняння вирішують задачу розрахунку параметрів оптимального режиму із заданою (спроектованою) геометрією ПЧ. Рівняння в аналітичному вигляді встановлюють взаємозв'язок параметрів оптимального режиму з геометричними параметрами ПЧ. Це дозволяє ефективно аналізувати вплив окремих геометричних параметрів ПЧ на параметри оптимального режиму.

Рішення зворотної задачі в загальній постановці, яка передбачає визначення геометричних параметрів ПЧ, що забезпечують задані параметри оптимального режиму, представляє значні труднощі. У практиці проектування, як правило, обмежуються окремим випадком розв'язання оберненої задачі – проектування лопатевої системи на задані параметри оптимального режиму n'_{lonm} і Q'_{lonm} при обраних підводі і відводі.

Практика проектування ГТ говорить про те, що сучасні методи проектування ПЧ не забезпечують рівність дійсних параметрів оптимального режиму n'_{lonm} і Q'_{lonm} з розрахунковими. Це пояснюється певними припущеннями у виборі вихідних геометричних параметрів та ще недостатнім урахуванням гідравлічних втрат. Тому на кожному етапі процесу проектування необхідно комплексне рішення зворотної і прямої задачі теорії ГТ.

6.4 Аналіз впливу елементів проточної частини на енергетичні характеристики ГТ

Аналіз впливу геометричних параметрів ПЧ на параметри оптимального режиму є необхідним етапом розрахунково–теоретичного відпрацювання лопатевої системи в процесі її проектування. Він є основою для пошуку необхідних змін у вихідну геометрію лопатевої системи (такого варіанту геометричних параметрів РК), які б забезпечили гарний збіг

дійсних параметрів оптимального режиму з заданими. Метою чисельного аналізу є пошук змін, які слід внести у вихідну геометрію ПЧ, для забезпечення гарного збігу дійсних параметрів оптимального режиму з розрахунковими.

Необхідність вирішення такого завдання обумовлена що не досконалістю розв'язання зворотної задачі (вводяться суттєві допущення, що спрощують дійсний характер течії), так і попередніми наближеним вибором основних геометричних параметрів РК при вирішенні прямої задачі.

На основі чисельного аналізу також вирішується велике коло завдань, пов'язаних з поліпшенням енергетичних характеристик: підвищення потужності, швидкохідності, рівня ККД, поліпшення виду енергетичних характеристик та ін. Рішення таких завдань пов'язано з реконструкцією (модернізацією) гідротурбінного обладнання.

У зв'язку з цим виникає задача встановлення закономірності впливу геометричних параметрів лопатевої системи РК на параметри оптимального режиму. Проведення багатоваріантного чисельного аналізу повинно базуватися на врахуванні цих закономірностей.

Викладений підхід дозволяє аналізувати різні варіанти при відсутності повної інформації про геометрію лопатевої системи. Проблема пошуку найбільш правильного варіанту геометричних параметрів ускладнюється у зв'язку з великою їх кількістю, а також з тим, що кожен з них по-різному впливає на параметри оптимального режиму.

6.4.1. Вплив елементів проточної частини на формування оптимального режиму гідротурбіни

Наведений математичний опис робочого процесу (6.29) – (6.38), (6.39) – (6.44) може бути використано, як для оцінки впливу робочих органів в цілому, так і окремих елементів ПЧ на формування енергетичних характеристик ГТ.

Вплив СК і статора відображено відповідними коефіцієнтами втрат. Внесення змін до геометрію НА проявляється у зміні його гідродинамічних

характеристик: $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0)$ – кінематична характеристика НА,

$k_{h \text{ под}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ – характеристика втрат НА.

Для різних типів турбін вплив підводу проявляється по-різному. Розглянемо задачу про вплив геометричних параметрів частини, що підводить воду на параметри оптимального режиму для ГТ в широкому діапазоні зміни напору. При вирішенні цього завдання використовуються методи визначення параметрів оптимального режиму, а також залежності для визначення граничних значень приведеної витрати і наведених обертів [10].

Вплив геометрії підводу на положення оптимального променя проявляється тільки через зміни ККД. У разі зміни геометрії підводу, коефіцієнт теоретичного напору і коефіцієнт втрат РК і відсмоктуючий труби залишаються незмінними на заданому відкритті (при однакових величинах режимного підводу зменшити її коефіцієнт втрат, то можна очікувати збільшення гідравлічного ККД ГТ.

На рисунку 6.3 представлені результати чисельного дослідження впливу підводу на параметри оптимального режиму. Наведено ізолінії гідравлічного ККД, в припущенні відсутності втрат у підводі. Графік ілюструє межі можливого збільшення значень витрати і частоти обертання за рахунок зменшення коефіцієнта втрат підвідної частини. Режимний параметр оптимального режиму $k_{Q \text{ ом}}$ – залишається практично незмінним, тобто в поле параметрів $n_I - Q_I$, відбувається зміщення оптимального режиму уздовж променя.

Геометрія підводу РО ГТ високої та середньої швидкохідності (при фіксованій геометрії РК і відсмоктуючий труби) практично не впливає на

положення оптимального променя $k_{Q_{\text{опт}}}$. За рахунок зміни коефіцієнтів втрат підводу, можливо, деякий зсув оптимального режиму. У високонапірних гідротурбінах положення оптимального променя в деякій мірі залежить від геометрії підводу.

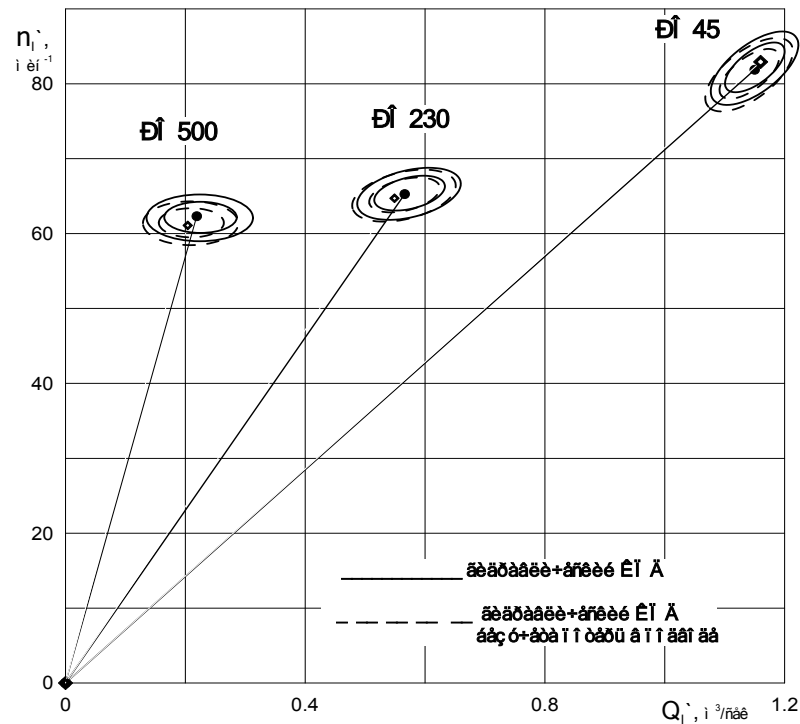


Рисунок 6.3 – Ізолінії гідравлічного ККД ГТ та ізолінії гідравлічного ККД при відсутності втрат у підводі

На рисунку 6.4 наведені дані отримані за результатами модельних випробувань РО ГТ типу РО–500 з прямовісною та зігнутою відсмоктуючими трубами. При заміні прямовісної труби на зігнуту відсмоктуючу трубу параметр оптимального режиму $k_{Q_{\text{опт}}}$ – залишається практично незмінним, тобто в поле параметрів $n_I - Q_I$, відбувається зміщення оптимального режиму уздовж променя. Аналогічний результат має місце для осьових ГТ [11].

Зміна геометрії підводу та відводу слабо впливає на величину $k_{Q_{\text{опт}}}$.

Величина $k_{Q_{\text{опт}}}$ визначається геометрією РК, так що $k_{Q_{\text{опт}}} \approx k_Q|_{k_{\text{РК}m}}$ Вплив

підводу та відводу проявляється в деякій зміні коефіцієнта втрат i , отже, в деякій зміні величини гідравлічного ККД на оптимальному режимі.

Результати наведеного вище аналізу є першочерговими при проведенні численних досліджень з метою пошуку поліпшених варіантів ПЧ. Знання ролі окремих елементів ПЧ у формуванні енергетичних характеристик ГТ дозволяє звужити пошук та впорядкувати дану процедуру.

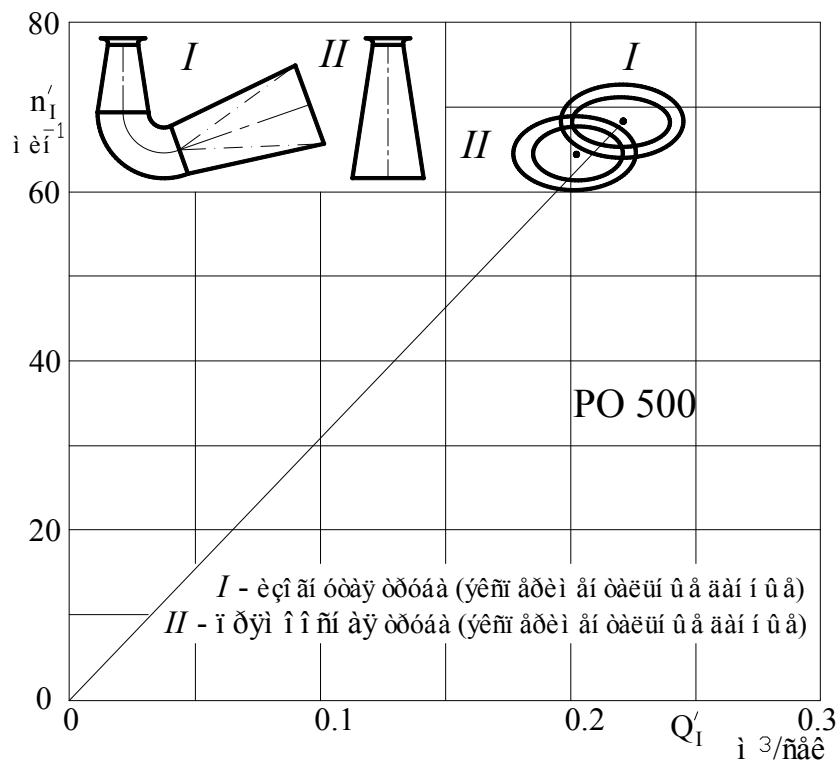


Рисунок 6.4 – Результати розрахункових і дослідних даних різних варіантів відсмоктуючих труб

6.4.2. Вплив геометричних параметрів РК на оптимальний режим ГТ

Внесення змін до геометрії РК призводить до зміни, як теоретичної напірної характеристики $k_{HT}\left(k_Q, \frac{\Gamma_0 D}{Q}\right)$, так і характеристики втрат

$$k_{PK}\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right).$$

Завдання поліпшення енергетичних показників пов'язане з вдосконаленням гідродинамічних характеристик елементів ПЧ, шляхом внесення змін до їх геометрії.

Показані ізолінії ККД $\eta_{\Gamma} = f\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$ і ізолінії коефіцієнтів втрат $k_h = f\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$ для ГТ в широкому діапазоні зміни напорів $H = 45 \div 500$ м (Рис. 6.5). Порівняльний аналіз $\eta_{\Gamma}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ і $k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ показує істотний вплив коефіцієнта втрат ПЧ на формування залежності $\eta_{\Gamma} = f\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ в діапазоні основних експлуатаційних режимів.

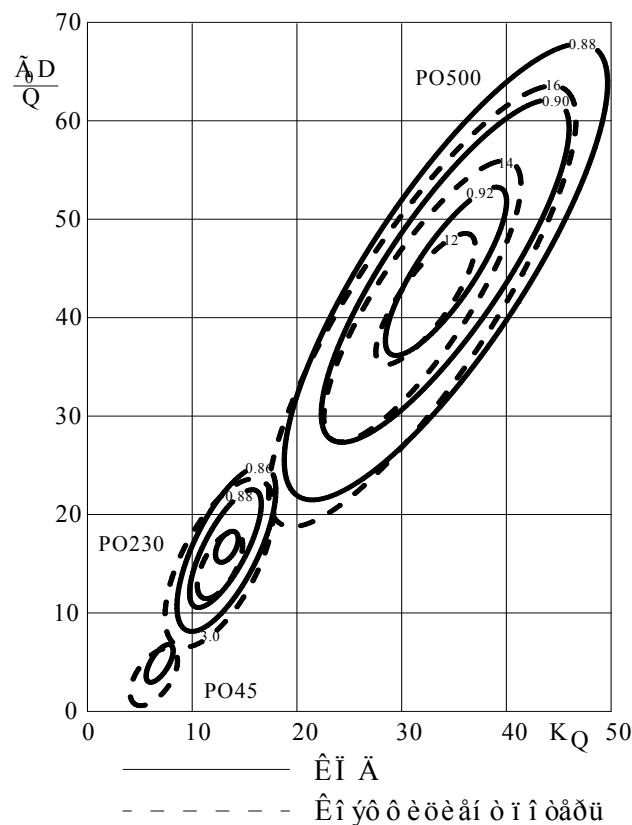


Рисунок 6.5 – Ізолінії ККД $\eta = f\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ і коефіцієнта втрат РК

$$k_{hPK} = f\left(K_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$$

Слід зазначити закономірне зміщення, як ізоліній гідравлічного ККД, так і ізоліній коефіцієнтів втрат у полі безрозмірних параметрів $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$, k_Q при переході від однієї швидкохідності до іншої. Характерним є те, що для кожній швидкохідності режими $\max \eta$ і $\min k_h$ розташовуються на одній і тій же прямій $k_{Q_{opt}} = const$, тобто координати оптимального режиму $k_{Q_{opt}}$ і режиму мінімуму коефіцієнтів втрат $k_Q|_{h_{min}}$ практично однакові.

На рисунку 6.6 представлені ізолінії гідравлічного ККД $\eta_{\Gamma}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$, ізолінії коефіцієнта втрат в ПЧ $k_h\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$, а також ізолінії коефіцієнта втрат РК $k_{PK}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right) = const$. Близькість ізоліній $\eta_{\Gamma}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ и $k_{PK}\left(k_Q, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}\right)$ ілюструють визначальну роль РК у формуванні енергетичних характеристик ГТ в діапазоні основних експлуатаційних режимів.

6.4.2.1. Вплив вхідної геометрії лопаті РК на оптимальний режим ГТ

Гідродинамічні параметри просторової решітки РК k_{r1} і μ_m є інтегральними характеристиками вхідної геометрії лопаті. При цьому k_{r1} визначається розташуванням вхідної кромки в меридіональній проекції, а параметр μ_m є узагальненою (інтегральною) характеристикою кута безударного обтікання.

На рисунках 6.7, 6.8. представлені результати чисельного дослідження впливу вхідної геометрії лопаті РК ГТ РО 230 при заданих меридіональних обрисах її порожнини.

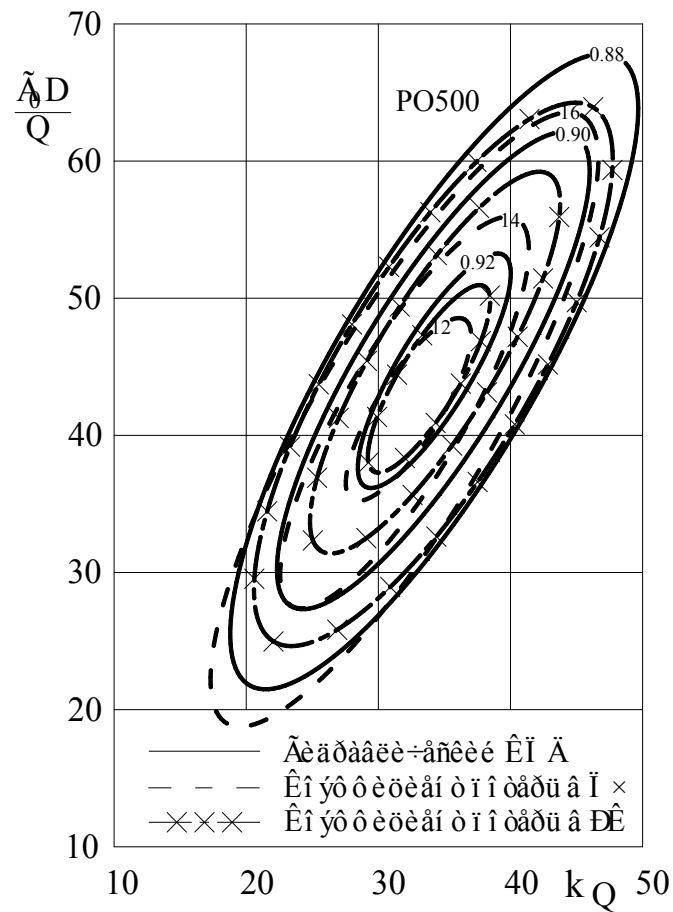


Рисунок 6.6 – Ізолії ККД, коефіцієнта втрат ПЧ і коефіцієнта втрат РК

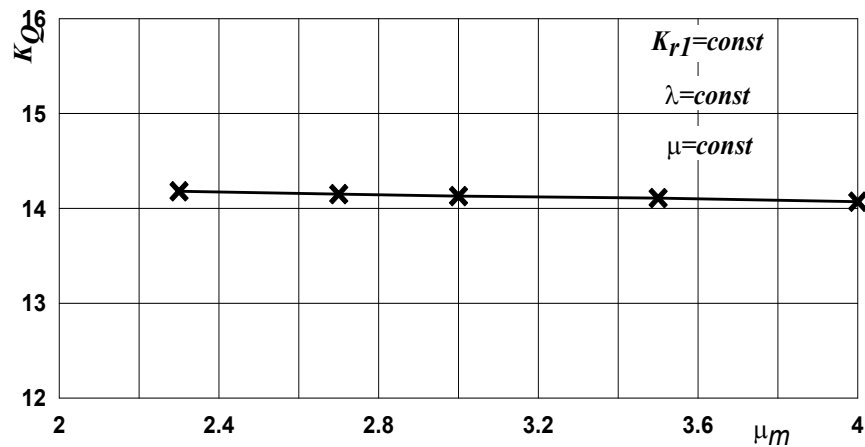


Рисунок 6.7 – Вплив вхідної геометрії лопаті на режимний параметр $k_{Q_{onm}}$, при фіксованих параметрах вихідної кромки $\lambda = const$, $\mu = const$, а також $k_{r1} = const$

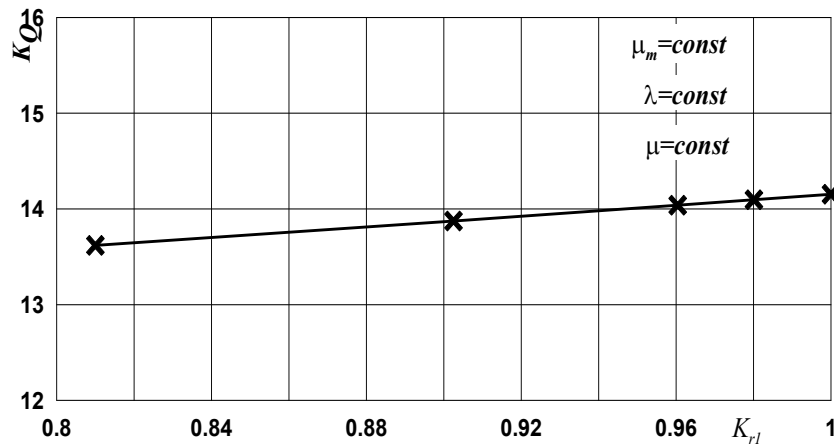


Рисунок 6.8 – Вплив вхідної геометрії лопаті на режимний параметр $k_{Q_{onm}}$, при фіксованих параметрах вихідної кромки $\lambda = const$, $\mu = const$, а також $\mu_m = const$

Графіки ілюструють невеликий вплив параметрів μ_m і k_{r1} на величину $k_{Q_{onm}}$. Таким чином, зміна вхідної частини лопаті має слабкий вплив на координату $k_{Q_{onm}}$ оптимального режиму.

Наведено результати порівняльних випробувань різних модифікацій лопатевої системи РК високонапірної турбіни PO500. При незмінних обрисах порожнини лопатеві системи РК відрізнялися один від одного значеннями вхідних геометричних кутів лопаті. Результати досвідчених даних проведених на кафедрі гідромашин показують, що зміни вхідних елементів в досить широкому діапазоні практично не впливає на параметр $k_{Q_{onm}}$ (рис. 6.9). Режим оптимального ККД для всіх трьох випадків розташовується поблизу оптимального променя.

РК виконує основну роль в формуванні енергетичних характеристик, тому, особливий інтерес представляє дослідження впливу його геометричних параметрів на параметри оптимального режиму. Внесення змін до геометрії лопаті призводить до зміни гідродинамічних параметрів її просторової решітки.

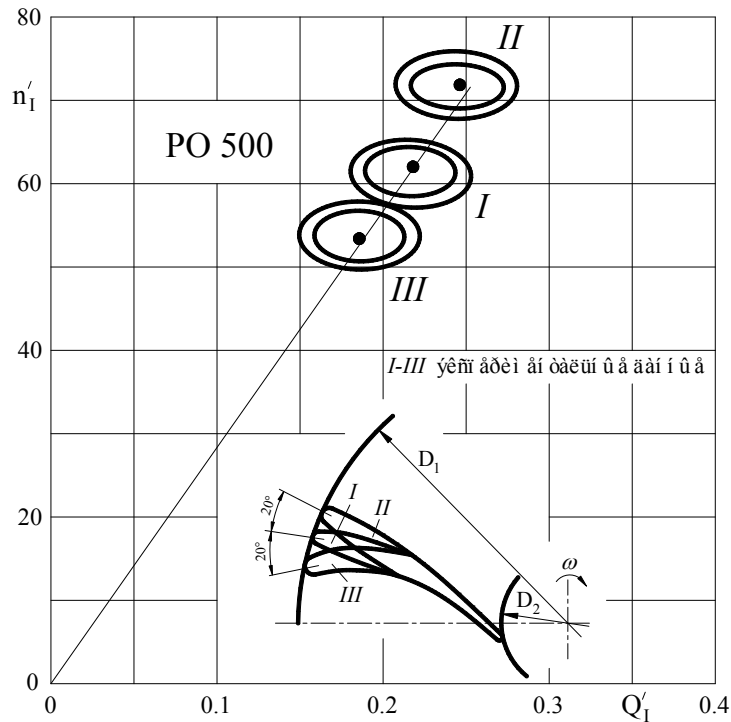


Рисунок 6.9 – Результати досвідчених даних для різних варіантів РК

Висновок про незначний вплив вхідної геометрії лопаті на параметр $k_{Q_{onm}}$ може бути отриманий з аналізу формули (6.11). Для зручності такого аналізу попередньо спростимо її, вважаючи $b = \frac{1}{2\pi^2 K_{r1}}$, $c = \frac{1}{2\pi^2 K_{r2}}$ и $k_{r2} = \lambda^2$ [2, 12-13]. При таких припущеннях (6.11) набуде вигляду:

$$k_{Q_{onm}} = \frac{\mu - \mu_m(1 - \eta_{onm})}{\pi \left[\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{onm}}{2} \right) + K_{r1} \left(\frac{\eta}{2} - \frac{1}{2\eta_{onm}} \right) \right]} \quad (6.45)$$

Малий вплив вхідних елементів лопаті на величину $k_{Q_{onm}}$, в порівнянні з вихідними, пояснюється тим, що співмножники при μ_m і k_{r1} в (6.45) істотно менше співмножників при μ и λ^2 , що визначають вплив вихідної геометрії лопаті. Із зростанням η_{onm} коефіцієнти при μ_m і k_{r1} зменшуються. В області граничних значень гідравлічного ККД коефіцієнти μ_m і k_{r1} близькі нулю.

6.4.2.1. Вплив вихідної частини лопаті РК на енергетичні характеристики ГТ

Гідродинамічні параметри μ , λ характеризують геометрію вихідної кромки лопаті. Параметр μ є інтегральною характеристикою розподілу вихідних геометричних кутів уздовж вихідної кромки, а параметр λ визначається розташуванням вихідної кромки в меридіональній площині.

На рис. 6.10 представлені результати чисельного впливу геометрії вихідної частини лопаті на параметри оптимального режиму в широкому діапазоні швидкохідності РО45 – РО500. Графік ілюструє закономірну зміну параметру $k_{Q_{\text{опт}}}$ в зв'язку зі зміною геометрії вихідної частини лопаті, яка визначається узагальненою гідродинамічною характеристикою $\frac{\mu}{\lambda^2}$.

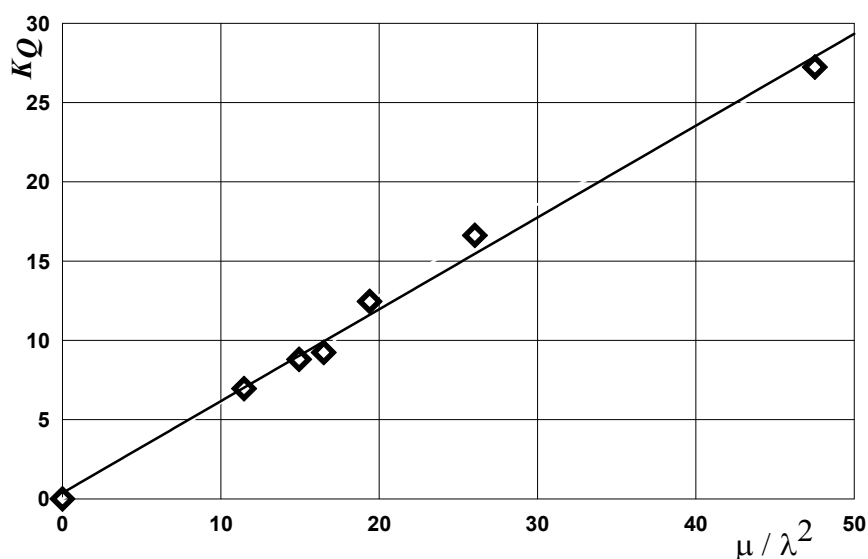


Рисунок 6.10 – Вплив узагальненого гідродинамічного параметра РК $\frac{\mu}{\lambda^2}$ на режимний параметр $k_{Q_{\text{опт}}}$

Результати чисельного аналізу показують, що величина витрат (табл. 6.1) і наведена потужність на оптимальному режимі визначаються параметром μ , що залежить від величини і розподілу геометричних кутів уздовж вихідної кромки РК (рис. 6.11).

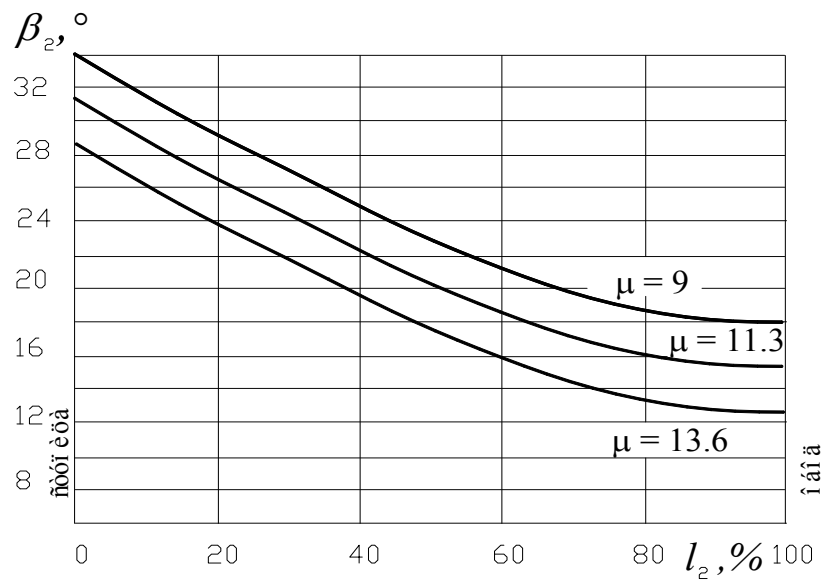


Рисунок 6.11 – Розподіл геометричних кутів уздовж вихідної кромки

Величина λ характеризує положення вихідної кромки в меридіональній проекції. Зміна положення вихідної кромки в прийнятному діапазоні (рис. 6.12) не приводить до істотної зміни λ , отже в набагато меншому ступені впливає на величину наведеної витрати Q_{Ionn} і наведеної потужності N_{Ionn} .

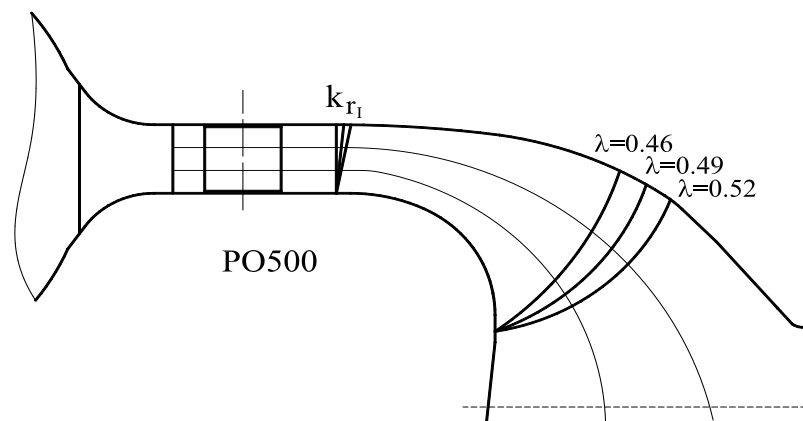


Рисунок 6.12 – Гідротурбіна типу PO500. зміна k_{r1} та λ

Внесення змін до геометрії лопаті призводить до зміни гідродинамічних параметрів її просторової решітки.

Таблиця 6.1 – Вплив вихідної частини лопаті на параметри оптимального режиму

λ	$Q_{I \text{ опт }},$ m^3 / c	$n_{I \text{ опт }},$ $сек^{-1}$		μ	$Q_{I \text{ опт }},$ m^3 / c	$n_{I \text{ опт }},$ $сек^{-1}$
0.46	0.215	61.3		9	0.25	62.6
0.49	0.219	62.3		11.3	0.219	63.3
0.52	0.222	62.9		13.6	0.188	61.3

Викладений підхід дозволяє аналізувати різні варіанти при відсутності повної інформації про геометрію лопатевої системи. Проблема пошуку найбільш правильного варіанту геометричних параметрів ускладнюється у зв'язку з великою їх кількістю, а також з тим, що кожен з них по-різному впливає на параметри оптимального режиму.

Обмежимося випадком розгляду тільки впливу геометричних параметрів РК, припускаючи геометрію підводу і відводу заданою, а коефіцієнти втрат в них відомими.

Для аналізу впливу геометричних параметрів на параметри оптимального режиму використовуються залежності (6.29)–(6.38). З аналізу рівнянь оптимального режиму (6.29)–(6.38) випливає, що координата $k_{Q \text{ опт}}$ визначається, головним чином, гідродинамічними параметрами просторової решітки Λ і μ , що характеризують геометрію вихідної частини лопаті. Вплив вхідних елементів лопаті на величину $k_{Q \text{ опт}}$ мало в (6.29). Це пов'язано з тим, що співмножники μ_m і k_{r1} істотно менше, ніж при μ і Λ^2 .

Координата оптимального режиму $n_{I \text{ опт}}$ при $k_Q^* = \text{const}$ визначається, в основному, гідродинамічними параметрами k_{r1} і μ_m , що характеризують геометрію вхідної частини лопаті.

Для аналізу формування енергетичних характеристик при $n_I = \text{const}$ використовуються розрахункові залежності (6.21) – (6.26).

На рисунку 6.13, 6.14 наведені залежності ККД і відносних втрат від параметра k_Q^* при $n_I = const$. Аналіз графіків показує, що зі зміною витрати найістотніше змінюються циркуляційні втрати, при цьому оптимальний витрата знаходиться поблизу мінімуму циркуляційних втрат. З розгляду так само слід, що характер залежності циркуляційних втрат визначає вигляд кривої ККД при відході від оптимального режиму. Інші види втрат набагато меншою мірою впливають на формування кривої ККД, але можуть істотно впливати на рівень ККД.

Наведені розрахункові дані свідчать про визначальний вплив гідродинамічних параметрів просторової решітки як на параметри оптимального режиму, так і на характер залежності ККД і потужності при відході від нього.

Для аналізу формування кривих η і $K_{\text{МГ}}^*$ при $k_Q^* = const$ слід використовувати залежності (6.13) – (6.18).

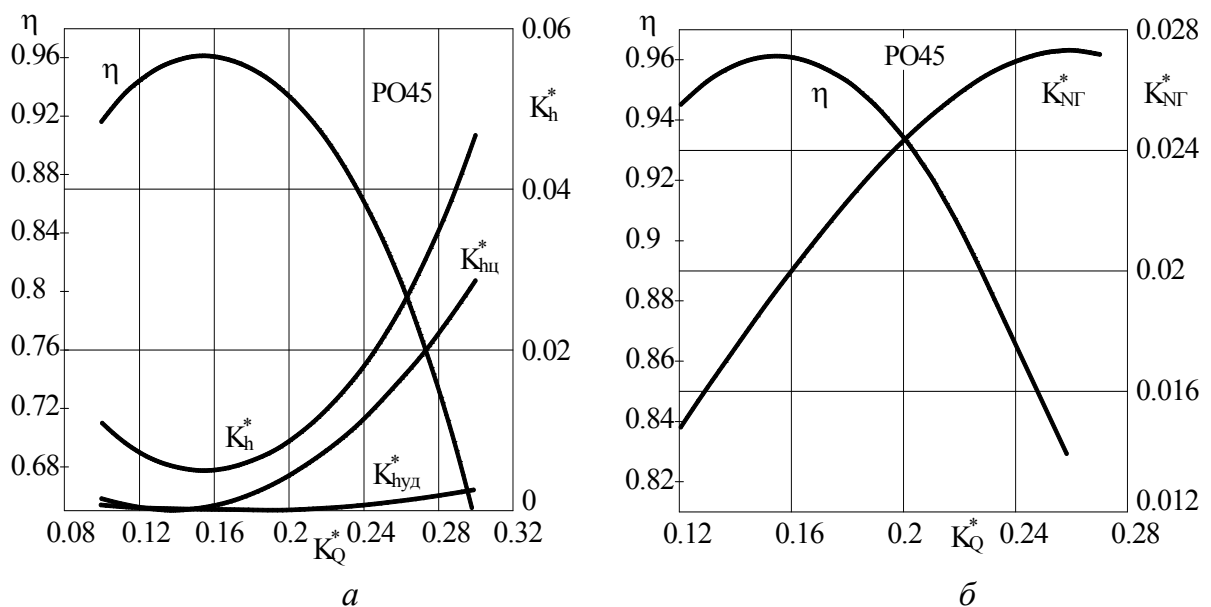


Рисунок 6.13 – Розрахункові дані для PO45 при $n_I = const$

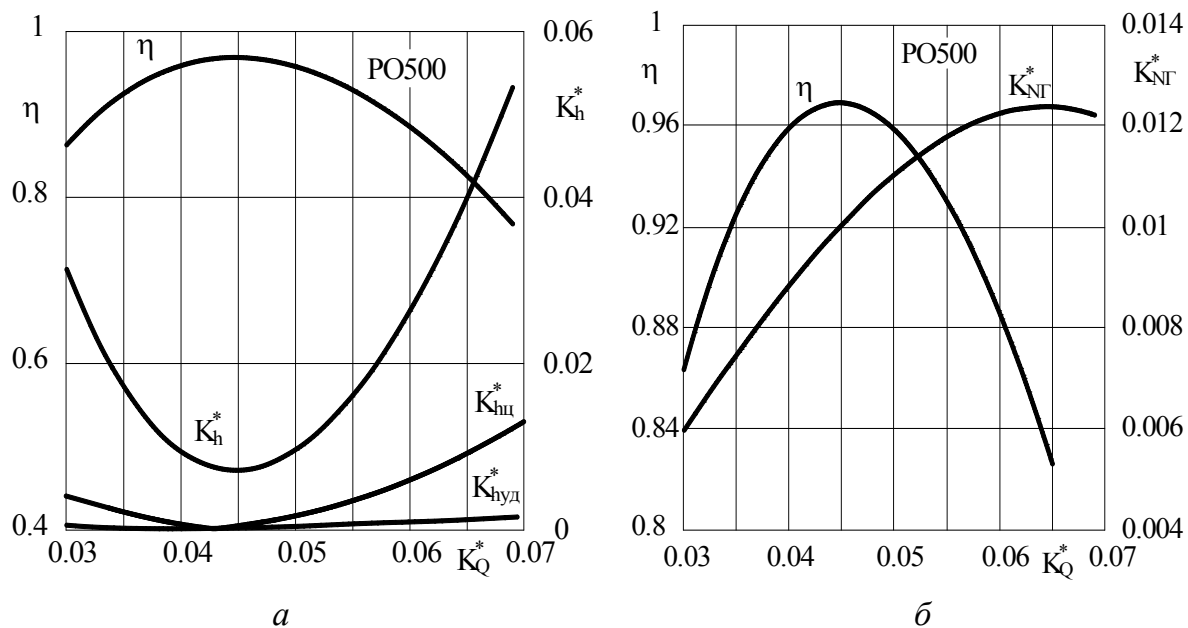


Рисунок 6.14 – Розрахункові дані для PO500 при $n_1 = const$

Порівняльний аналіз кривих при $k_Q^* = const$ для ГТ РО–45 і РО–500 (рис. 6.15, 6.16) показує, що зміна гідравлічних втрат не залежить від циркуляційних втрат і визначається в основному зміною ударних втрат. Режим максимального гідравлічного ККД знаходиться поблизу режиму мінімуму ударних втрат.

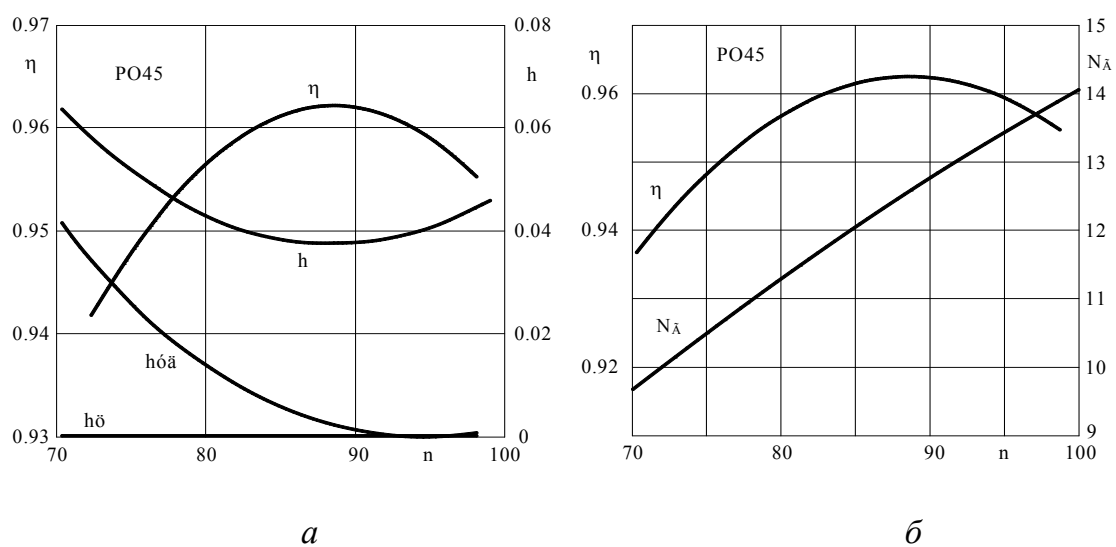


Рисунок 6.15 – Розрахункові дані для РО–45 при $k_Q^* = const$

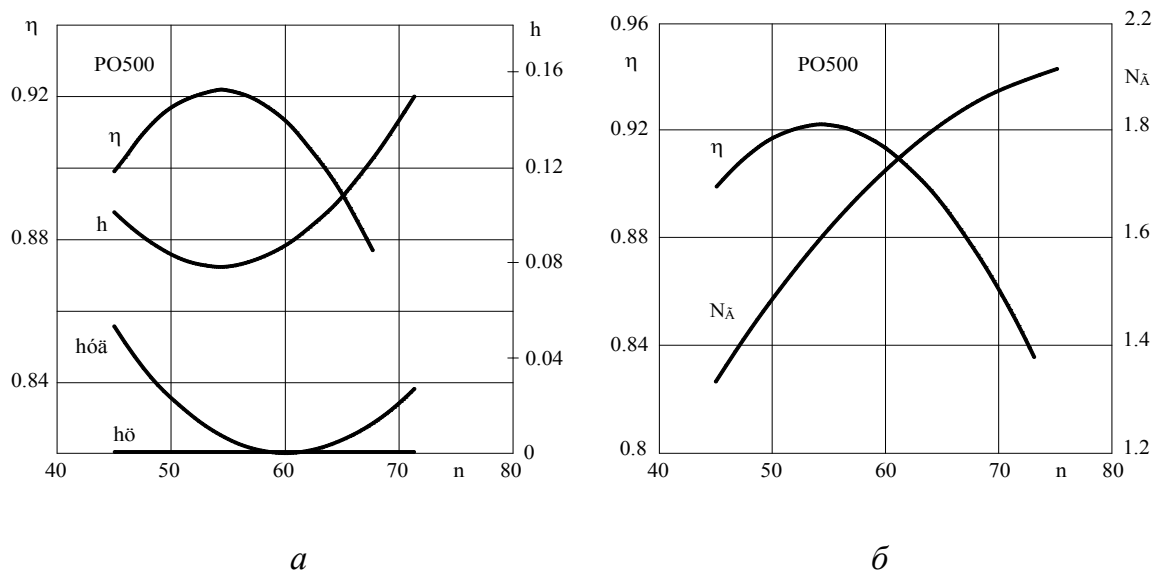


Рисунок 6.16 – Розрахункові дані для РО–500 при $k_Q^* = const$

6.5. Розробка та вдосконалення проточної частини на основі аналізу впливу її геометричних параметрів на енергетичні характеристики радіально–осьової гідротурбіни

Отримані результати про формування енергетичних характеристик і про вплив гідродинамічних параметрів просторової решітки на параметри оптимального режиму, слід використовувати при проектуванні ПЧ в процесі її розрахунково–теоретичного відпрацювання. При профілюванні РК рядом геометричних параметрів задаються, виходячи з досвідчених даних, які враховують вплив часткових геометричних характеристик РК (густота решіток, меридіональні обриси порожнини, місце розташування вхідних і вихідних кромek лопаті і ін.) на енергетичні показники ГТ [15-16]. При такому підході не враховується взаємозв'язок геометричних параметрів з гідродинамічними параметрами k, μ, A просторової решітки РК. Це призводить до розбіжностей заданих параметрів оптимального режиму з дійсними параметрами.

6.5.1. Застосування теорії оптимального режиму при розробці проточної частини на задані умови

При проектуванні ГТ слід виходити з рівнянь оптимального режиму. Запропонований підхід полягає у використанні рівнянь оптимального режиму. Основні геометричні параметри РК повинні визначатися виходячи з рівнянь оптимального режиму, які враховують вплив всіх елементів ПЧ, тим самим забезпечується узгодження лопатевих систем РК.

Розроблені основи науково–обґрунтованого підходу до вирішення поставленого завдання – пошуку поліпшених варіантів ПЧ. При пошуку виходять з досвідчених даних і перебирають різні варіанти. Цілеспрямований пошук поліпшених варіантів ПЧ повинен бути організований так, щоб з одного боку найкращим чином забезпечити виконання ТЗ (забезпечити задані параметри $n_{I_{onm}}$ і $Q_{I_{onm}}$), а з іншого боку – економічність такого пошуку.

Методична схема цілеспрямованого пошуку поліпшених варіантів ПЧ, базується на блочно–ієрархічному підході. На початковому етапі використовується опис робочого процесу за допомогою усереднених параметрів, на основі яких встановлюються функціональні залежності гідродинамічних характеристик k_{HT} і k_h від інтегральних параметрів ПЧ. На підставі опису робочого процесу за допомогою усереднених параметрів отримані рівняння оптимального режиму. Використання рівнянь оптимального режиму, забезпечує узгодження елементів ПЧ в рамках усереднених параметрів. При цьому визначаються гідродинамічні характеристики лопатевих систем $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$, μ і μ_m . Інтегральні гідродинамічні параметри (характеристики лопатевих систем) забезпечують задані параметри оптимального режиму. Подальший розподіл геометричних

параметрів по висоті ПЧ повинні забезпечувати знайдені величини гідродинамічних параметрів.

Запропонована методика, заснована на застосуванні блочно–ієрархічного підходу при проведенні багатоваріантного аналізу впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики ГТ. Відповідно до принципів блочно–ієрархічного підходу, моделювання впливу робочого процесу проводиться на різних ієрархічних рівнях з використанням різних моделей течій в ПЧ. На вищому рівні (макрорівні) проводиться опис робочого процесу за допомогою усереднених параметрів у характерних перетинах ПЧ. Тут використовуються результати аналізу впливу робочих органів на енергетичні показники (параметри оптимального режиму) і аналізуються можливості їх узгодження. Далі здійснюється перехід до аналізу впливу геометричних параметрів за допомогою моделей течії нижчого рівня (мікрорівень): двовимірні моделі – модель осесиметричного потоку, квазітрьохмірна модель. При цьому при переході з одного рівня на інший, повинні зберігатися інтегральні величини, отримані на вищому рівні.

6.5.2. Методична схема пошуку раціональних варіантів геометрії проточної частини

Розглядається рішення задачі – пошук раціональних варіантів ПЧ, виявлення можливості поліпшення показників ГТ на основі багатоваріантного аналізу. При проектуванні ПЧ задана геометрія підводу і відводу (геометрія СК і відсмоктуючий труби обумовлена будівельними міркуваннями). Аналізується можливість поліпшення показників, за рахунок зміни геометричних параметрів лопаті: меридіональні обриси вхідної і вихідної кромок, розподілу кутів уздовж кромок, густота решітки, число лопатей, кут охоплення, при переході до нового варіанту зберігаються обриси ПЧ.

Розміри і обриси порожнини РО РК (обід–маточина) попередньо вибирають, користуючись базою даних розроблених РК близькою швидкохідності. При виборі обрисів ПЧ керуються як гідравлічними, так і характеристиками міцності. Так відносна висота НА $\frac{\overline{b_0}}{D}$ вибирається в з міркування міцності самого НА, а також і РК. Практично при проектуванні ПЧ $\frac{\overline{b_0}}{D}$ вибирається відповідно до нормативних матеріалами, в яких висвітлено досвід гідротурбобудування.

Теоретичні та експериментальні дослідження, показали, що великий вплив на енергетичні показники надає $\frac{D_{2П}}{D}$ діаметр виходу з РК до діаметру входу (рис. 6.17). Зменшення $\frac{D_{2П}}{D}$ веде до зменшення профільних втрат і, отже, до підвищення ККД, але при цьому погіршуються кавітаційні показники.

Форма маточини РК чинить менший вплив на його показники, ніж периферійний обід. Слід зазначити, що маточину в області розташування лопатей недоцільно виконувати плоскою або близькою до плоскої. Це призводить до малих меридіональних швидкостей поблизу вихідних кромek у маточини, що викликає деяке зростання профільних втрат на втулкових перетинах лопаті, а крім того, на режимах із зменшеними витратами можлива поява протитечій.

При зміні обрисів ПЧ слід уникати різкої зміни кривизни обводів, зокрема малих радіусів заокруглення перехідного кільця від НА до колеса. Малий радіус заокруглення викликає великі піки меридіональної швидкості поблизу вхідної кромки на периферії лопаті.

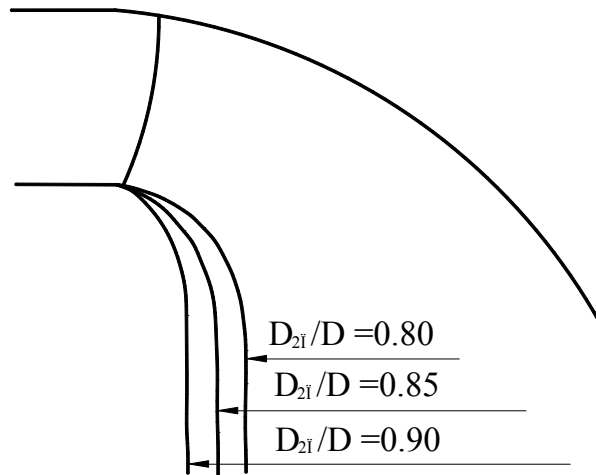


Рисунок 6.17 – Варіанти проточної частини РО ГТ

Кількість лопатей z , густота решітки $\frac{l}{t}$, кут охоплення лопаті, максимальна товщина лопаті $\delta_{\max}$ та ін. впливають на енергетичні, кавітаційні показники РК і підлягають уточненню в процесі розрахункового аналізу спроектованого РК. Розміри лопатей, що визначаються їх довжиною в меридіональній проекції РК і в плані, а також їх форма і кількість $z_{\text{р.к.}}$, істотно впливають на енергокавітаційні показники РК. Деякі статистичні дані по вибору $z_{\text{р.к.}}$ наведені в навчальних посібниках [15-17]. В даний час спостерігається тенденція застосування мінімальної кількості лопатей $z_{\text{р.к.}}$. РО РК для напорів $H = 30 - 150$ м рекомендуються $z_{\text{р.к.}} = 11 - 13 - 15$, кути охоплення лопаті $\chi = 35 \div 45^\circ$, а для високонапірних турбін $H = 300 - 700$ м $z_{\text{р.к.}} = 13 - 15 - 17$; $\chi = 65 - 70 - 90^\circ$ відповідно.

Кількість лопатей і їх довжина визначають густоту решіток РК l/t на різних поверхнях току. Дані параметри істотно впливають на енергетичні, кавітаційні показники РК і підлягають уточненню в процесі розрахункового аналізу, спроектованого РК.

Розглянемо рішення зворотної задачі – знаходження основних усереднених геометричних параметрів ПЧ, що забезпечують необхідні параметри оптимального режиму $Q_{I_{opt}}$ і $n_{I_{opt}}$.

Рішення задачі забезпечення необхідних параметрів оптимального режиму проводиться при заданій геометрії підводжу і відводу. Передбачається знання гідродинамічних характеристик НА (кінематична характеристика $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} = f(\bar{a}_0)$ і характеристика втрат $k_h = f(\bar{a}_0)$). Ці данні можуть бути отримані як розрахунковим, так і досвідченим шляхом. Завдання вирішується в припущенні завдання меридіональних обрисів порожнини РК, числа лопатей, кута охоплення.

Поєднання заданих параметрів оптимального режиму з дійсними значеннями досягається шляхом внесення змін до геометрії лопатевої системи. При цьому перерозподіл геометричних параметрів по висоті лопаті РК має забезпечити необхідні, відповідно до рівняння оптимального режиму (6.29 – 6.37), значення гідродинамічних параметрів просторової решітки μ і Λ . В роботі [13] наведено розрахунок гідродинамічних параметрів з урахуванням зсуву поверхонь току в зв'язку зі зміною режиму роботи ГТ (квазітрьохмірна модель течії рідини). Запишемо формули для гідродинамічних параметрів просторової решітки РК [59]:

$$\mu = F_0 = 4\pi^2 \int_{l'_{BT}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta_2 dl_2',$$

$$\Lambda^2 = \frac{2}{\pi} F_1 = \frac{2}{\pi} \left(4\pi^2 \int_{l'_{BT}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2 B_2 \operatorname{ctg} \beta_2^*) \cos \delta_2 dl_2' \right).$$

Пропонується новий підхід до формування лопатевої системи РК, що забезпечує необхідні параметри оптимального режиму. Завдання вирішується на основі узгодження геометричних кутів уздовж вхідних і вихідних кромek з їх розташуванням в меридіональній проекції. Питання

узгодженого вибору зазначених параметрів не отримало належного висвітлення в теорії розрахунку та аналізу лопатевих систем.

На початковому етапі проводиться узгоджений вибір положення вихідної кромки і розподіл геометричних кутів уздовж неї для забезпечення заданих параметрів оптимального режиму. Для густих решіток РК РО ГТ потік на виході визначається геометрією вихідних елементів і режимом роботи, що дозволяє формувати геометрію вихідної частини лопаті незалежно від вхідної її частини.

Кінематика потоку за РК складним чином залежить від вибору положення вихідної кромки і розподілу кутів уздовж неї. Завдання формування вихідної геометрії лопаті вирішується шляхом багатоваріантного чисельного аналізу впливу її геометричних параметрів як на кінематичні характеристики потоку за РК, так і на параметри оптимального режиму.

При обраному положенні вихідної кромки закон розподілу геометричних кутів уздовж неї повинен забезпечити виконання

$$\text{інтегрального умови } k_{Q \text{ пред}} = \frac{\int_{l'_{em}}^{l'_n} r_2'^2 B_2'^2 \operatorname{ctg} \beta_2^* \cos \delta_2 dl'_2}{16\pi^2 \left(\int_{l'_{em}}^{l'_n} (r_2'^3 B_2' + 2r_2'^2 A_2' B_2' \operatorname{ctg} \beta_2^*) \cos \delta_2 dl'_2 \right)^2}.$$

При виборі закону розподілу кутів слід враховувати результати дослідження структури потоку на оптимальному режимі. Експеримент показує, що оптимальний режим досягається при розподілу циркуляції уздовж вихідної кромки, що забезпечує її нульові значення у втулки і невеликі позитивні значення на периферійній решітці. За досвідченим даними Руднєва, Вікторова, Войташевського, Количева величина усередненого кута змінюється у вузьких межах: коефіцієнт осередненої

$$\text{циркуляції } \left(\frac{\Gamma_2 D}{Q} \right)_{omt} \approx 0.5 \div 0.7, \text{ при цьому } \alpha_2 \approx 83^\circ.$$

В подальшому проводяться попередні оцінки впливу вихідної геометрії периферійної решітки на величину локального кавітаційного коефіцієнта. Ці дані, поряд з наведеними вище, повинні враховуватися при виборі закону розподілу кутів.

Слід також враховувати і розподіл меридіональної швидкості уздовж вихідної кромки РК на оптимальному режимі. При переході до іншого положення вихідної кромки пошук закону розподілу кутів проводиться з урахуванням зазначених міркувань.

Методика формування вхідної геометрії лопаті РК, з умови її узгодження з потоком перед РК (за НА) зводиться до визначення геометрії вхідних елементів лопаті (положення вхідної кромки і розподіл кутів уздовж неї) при заданій величині $k_{Q_{opt}}$.

На першому етапі визначаються інтегральні гідродинамічні параметри просторової решітки РК і НА. Оптимізаційна постановка задачі зводиться до знаходження гідродинамічних параметрів РК і НА k_{r1} , μ_m і $\frac{\Gamma_0 D}{Q}$. Максимізує цільову функцію

$$\eta_r = \frac{k_{HT} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}; k_Q; L'_{PK} \right)}{g} Q_1'^2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}; k_Q; L' \right) \text{ при заданій величині } k_{Q_{opt}}.$$

Оптимізаційна постановка рішення задачі наводиться нижче.

При заданих оптимальних значеннях $Q_{I_{opt}}$, $k_{Q_{opt}}$ гідродинамічні параметри $(\mu_m)_{opt}$, $(k_{r1})_{opt}$ и $\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} \right)_{opt}$ забезпечують збіг розрахункових параметрів оптимального режиму з режимом максимального гідравлічного ККД в полі універсальної характеристики.

Геометрія вхідної частини лопаті РК (положення вхідної кромки і розподіл кутів уздовж неї) повинні задовольняти інтегральним умовам:

$$k_{r1}^2 = \frac{\overline{r_1^2}}{R^2} = \frac{1}{Q} \int_Q \left(\frac{r_a}{R} \right)^2 dQ \quad \mu_m = \frac{ctg \tilde{\beta}_{\phi o} D}{\tilde{\Delta}_1} = \frac{D \int q ctg \beta_{\phi o} dQ}{Q^2}, \quad (6.46)$$

де $\beta_{\phi o}$ – кут безударного обтікання елементарної решітки.

За відомим розподілом параметрів потоку за НА по висоті на оптимальному відкритті $\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} \right)_{\text{опт}}$ (маються розрахункові або досвідчені дані) визначаються відносні кути потоку уздовж фіксованого положення вхідної кромки лопаті РК.

Завдання розподілу геометричних кутів вирішується ітеративним способом. Для заданих вхідних геометричних кутів визначаються кути безвідривного обтікання елементарних решіток РК. При цьому використовуються дані розрахункових досліджень обтікання решіток профілів, що враховують розбіжності цих кутів. Поряд з цим визначаються інтегральні величини μ_m , k_{r1} (6.46), які порівнюються із значеннями, знайденими в результаті рішення задачі оптимізації (6.47 – 6.49). Забезпечення необхідних гідродинамічних параметрів $(\mu_m)_{\text{опт}}$, $(k_{r1})_{\text{опт}}$ характеризують вхідну геометрію лопаті, досягається шляхом перерозподілу вхідних геометричних кутів, на основі результатів чисельного аналізу.

Погоджений вибір положення вхідної кромки і закону розподілу кутів забезпечують задані параметри, досягається на основі багатоваріантного чисельного аналізу. При цьому враховуються як розподіл ударних втрат в елементарних решітках, так і їх осереднена величина втрат на оптимальному режимі.

Отримані результати про формування енергетичних характеристик і про вплив гідродинамічних параметрів просторової решітки на параметри оптимального режиму, слід використовувати як для забезпечення необхідних параметрів оптимального режиму при проектуванні ПЧ, так і

при модифікації лопатевої системи, для поліпшення енергетичних характеристик (підвищення потужності, рівня ККД і ін.).

6.5.3. Оптимізаційна постановка теорії робочого процесу

При проектуванні ПЧ на першому етапі може стояти завдання знаходження гідродинамічних параметрів, що звертають цільову функцію – η_{Γ} ГТ – в максимум, при заданих значеннях розрахункового режиму і функціональному обмеження, що виражає умову енергетичного балансу [13, 18].

Постановка оптимізаційної задачі і її рішення в загальному випадку включає в себе ряд етапів:

- вибір і обґрунтування мети оптимізації;
- погодження мети з наявними можливостями, тобто облік обмежень;
- реалізація способу досягнення мети (експериментального значення критерію якості) при обліку обмежень.

Вибір і обґрунтування мети оптимізації передбачають визначення критеріїв якості (цільових функцій (ЦФ)), які найбільш повно відображали б цілі оптимізації. Цей етап є одним з основних, так як від правильності вибору критеріїв якості залежить вирішення завдання в цілому.

Другий етап рішення задачі пов'язаний з визначенням обмежень (ОГР), які повинні враховуватися в процесі оптимізації.

При реалізації третього етапу застосовується той чи інший метод оптимізації, що забезпечує рішення поставленого завдання – досягнення екстремального значення критерія якості при обліку обмежень, граничних умов (ГРУ).

Відповідно до [13] будемо виходити з уявлення η_{Γ} у вигляді:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{HT} \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}; k_Q; L'_{PK} \right)}{g} Q_1'^2 \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q}; k_Q; L' \right), \quad (6.47)$$

Режимні та гідродинамічні параметри ПЧ пов'язані функціональним обмеженням, що впливають з умови енергетичного балансу ГТ:

$$Q_I'^2 \left[k_{HT} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L'_{PK} \right) + k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, k_Q, L' \right) \right] - g = 0, \quad (6.48)$$

Завдання зводиться до пошуку умовного екстремуму функції кількох змінних: μ_{mHA}, μ_{HA}, μ і μ_m при заданому значенні параметрів розрахункового режиму і наявності нелінійного обмеження у вигляді рівності (6.1), що виражає умову енергетичного балансу і прямих обмежень на керовані параметри $\mu_{HA} > 0, \mu_{mHA} > 0, \mu > 0; \mu_m > 0$.

У запропонованій постановці вирішується завдання знаходження вектора гідродинамічних параметрів ПЧ, максимізує цільову функцію η_r з функціональними обмеження (6.47). Отримана задача являє собою задачу умовної оптимізації при наявності нелінійного обмеження у вигляді рівності (6.48).

Математичне формулювання задачі оптимізації може бути представлена у вигляді:

$$\begin{cases} ЦФ & \eta_r(n'_I, Q'_I, L') \rightarrow \max \\ ОГР & F(n'_I, Q'_I, L') = 0 \\ ГРУ & \mu_{mHA} > 0, k_{r1} > 0 \end{cases}; \quad (6.49)$$

Будемо виходити з того, що попередньо обрані меридіональні обриси ПЧ в області НА і РК і задані положення вихідних кромek. Керованими параметрами є: μ_m і $\kappa_{\kappa 1}$.

Обмеження по змінним параметрам отримані в результаті дослідження впливу окремих елементів ПЧ на прогнозну характеристику.

Завдання пошуку значень параметрів μ_m і $\kappa_{\kappa 1}$ впливають на максимум цільової функції, досягається за допомогою відомих методів оптимізації.

В результаті рішення задачі оптимізації знаходяться шукані гідродинамічні параметри.

Знайдені в результаті оптимізації гідродинамічні параметри μ_m і $\kappa_{\kappa 1}$ необхідно враховувати при профілювання лопатевої системи РК. Розподіл вхідних геометричних кутів повинен забезпечувати величини усереднених гідродинамічних параметрів, μ_m і $\kappa_{\kappa 1}$ знайдених в результаті оптимізації.

Для цього можуть бути використані залежності, що зв'язують гідродинамічні параметри μ і μ_m з розподілом геометричних кутів лопаті вздовж вхідної кромки [13].

Підставляючи ці величини в (6.31) і (6.32), і (6.38) знаходимо відповідно параметри оптимального режиму Q_I , n'_I , η_I , відповідні знайденому набору оптимальних гідродинамічних параметрів ПЧ.

Запропонований метод розрахунку дозволяє встановити взаємозв'язок усереднених гідродинамічних параметрів ПЧ з розрахунковими режимними параметрами n'_{Ip} і Q'_{Ip} при заданих меридіональних обрисах ободів в області НА і РК і положенні вхідної і вихідної кромок.

При недостатньо високому значенні η_I , отриманому в результаті оптимізації, слід змінити положення вхідних і вихідних кромок РК, або перейти до нових меридіональних контурів порожнини. Після цього знову знаходяться оптимальні усереднені гідродинамічні параметри, що максимізує η_I .

Подальше проектування елементів підводу і профілювання лопатевої системи РК повинні забезпечити отримані оптимальні величини усереднених гідродинамічних параметрів.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 6

1. Наведено залежності, що зв'язують основні параметри ГТ з гідродинамічними характеристиками ПЧ. Дані залежності дозволяють встановити загальні закономірності формування енергетичних характеристик в широкому діапазоні зміни напорів.

2. На підставі отриманих залежностей встановлено загальні закономірності впливу узагальнених геометричних параметрів лопатевої системи РК на параметри оптимального режиму і вид кривих $\eta_{\Gamma} = f(Q'_l)$ і $N'_l = f(Q'_l)$ при $n'_l = const$ і $\eta_{\Gamma} = f(n')$ при $Q'_l = const$ РО ГТ. Для забезпечення необхідних показників отримані рекомендації щодо формування геометрії ПЧ.

3. Пропонується новий підхід до формування лопатевої системи РК, що забезпечує необхідні параметри оптимального режиму. Завдання вирішується на основі узгодження геометричних кутів уздовж вхідних і вихідних кромок з їх розташуванням в меридіональній проекції.

4. Наводиться алгоритм узгодженого вибору положення вхідний і вихідний крайок і розподіл геометричних кутів уздовж них для забезпечення заданих параметрів оптимального режиму. Завдання формування лопаті вирішується шляхом багатоваріантного чисельного аналізу впливу її геометричних параметрів на кінематичні характеристики потоку перед і за РК, (розподіл ударних втрат, осереднена величина цих втрат на оптимальному режимі).

5. Наводиться оптимізаційна постановка задачі визначення гідродинамічних параметрів РК і НА для забезпечення заданих параметрів оптимального режиму.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 6

1. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части / В. А. Колычев, В.Э. Дранковский, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // Вісник СумДУ, Вип. 13(59), Суми, 2003 – С. 124-131
2. Применение упрощенной модели рабочего процесса для расчета и анализа энергетических характеристик высоконапорной радиально-осевой гидротурбины / В. А. Колычев, К. А. Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2004. – № 11. – С. 109–120.
3. Разработка рабочих колес радиально-осевых высоконапорных гидротурбин РО500 на основе численного эксперимента (CAD). / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, В.А. Колычев, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова, [и др.] // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2003. – №.9, т.2,– С. 17-24.
4. Колычев В. А. Применение безразмерных параметров для анализа рабочего процесса гидротурбин / В. А. Колычев, И. И. Тыньянова, К. А. Миронов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2005. – № 28. – С. 79–88.
5. Тыньянова І. І. , Солодов В. Г. Математичне моделювання течій в елементах гідравлічних турбін: навчальний посібник / Харків : ФОП Панов А.М., 2021. 156 с.
6. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части / В. А. Колычев, К. А. Дранковский В.Э., Миронов, И. И. Тыньянова [и др.] // «Вісник СумДУ» №13(59), 2003. – С. 124-131

7. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.
8. Викторов Г. В. Классификация гидромашин и баланс энергии : учеб. пособие / Герман Владимирович Викторов. – М., 1979. – 94 с.
9. Колычев В.А. Оптимизация режимных параметров радиально-осевой гидротурбины / В.А. Колычев // Труды Международной научно-технической конференции “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования”, Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины.-1997.-С 468-472
10. Бусирев А. І. Лопатеві гідромашини. Основні параметри і елементів проточної частини реактивних гідротурбін: навч. посібник для студентів вузів / А. І. Бусирев, Г. І. Топаж. – С.–Петербург. : Держ. політехн. ун–т, 2007. – 123 с.
11. Войташевский Д. А. Об оптимальном режиме работы пропеллерной гидротурбины / Тр. ВНИИГидромаша. – М. 1956. – Вып. 19. – С. 319.
12. Разработка рабочих колес радиально-осевых высоконапорных гидротурбин РО500 на основе численного эксперимента (CAD). / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, В.А. Колычев, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова, [и др.] // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2003. – №.9, т.2,– С. 17-24.
13. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учеб. пособие / Владислав Александрович Колычев. – Киев: ИСИО, 1995. – 272 с.]
14. Этинберг И. Е. Гидродинамика гидравлических турбин / И. Е. Этинберг, Б. С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978. – 280 с.,
15. Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса: учеб.

пособие / В. В. Барлит, К. А. Миронов, А. В. Власенко, Л. К. Яковлева. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – 216 с.

16. Колтон А.Ю. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин/ А.Ю. Колтон, И.Э. Этинберг; –М. Машгиз, 1958. –358 с.

17. Гутовский Е. В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е. В. Гутовский, А. Ю. Колтон. – Л. : Машиностроение, 1974. – 368 с.

18. Метод расчета энергетических характеристик радиально-осевых гидротурбин / В. А. Колычев, К. А. Миронов, Л. Н. Цехмистро, В. Э. Дранковский // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2001. – Вип. 129. – Ч. 1. – С. 55–64.

РОЗДІЛ 7. ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ГІДРОТУРБІН З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНИХ КОМПЛЕКСІВ CFD

7.1. Вступ

Основна задача гідромеханічного розрахунку гідротурбіни – в тому, щоб правильно і раціонально спроектувати її проточну частину, яка, в першу чергу, повинна забезпечити отримання необхідної потужності при найменших габаритах і високих енергетичних і кавітаційних показниках турбіни. Рішення даної задачі пов'язане із забезпеченням мінімальних втрат в елементах проточної частини для заданих приведених параметрів оптимального режиму, тобто значень приведених обертів і приведеної витрати. В даний час, згідно з дослідженнями, максимальне значення ККД гідротурбін досягає 92,5 – 95 % за даними модельних випробувань [1], в залежності від коефіцієнта швидкохідності .

Крім енергетичних характеристик, необхідно, щоб турбіна мала хороші кавітаційні показники, при яких буде відсутня розвинена кавітація на всіх робочих режимах гідротурбіни. В даний час цей аспект жорстко регламентується тендерною документацією і відстежується в ході досліджень на моделі турбіни. Сучасне обладнання дозволяє фіксувати момент появи пухирців в міжлопатевому каналі робочого колеса в ході кавітаційних випробувань. Зауважимо, що в процесі проектування гідротурбіни доводиться враховувати різні, часто суперечливі вимоги до геометрії проточної частини. Наприклад, оптимальна з точки зору енергетичних показників геометрія робочого колеса може виявитися неприйнятною з точки зору її кавітаційних якостей.

Необхідно відзначити, що проектуванням проточної частини турбіни задачі гідромеханічного розрахунку не вичерпуються. Після того як

спроектовано всі елементи проточної частини, що відповідають поставленим умовам, слід визначити показники, необхідні для конструювання і експлуатації турбіни. Зокрема, для розрахунку на міцність робочого колеса або направляючого апарату, для вибору сервомотора потрібно визначити значення гідравлічних сил і моментів, що діють на ці елементи проточної частини. Для конструювання підп'ятника гідротурбіни необхідно знати осьову силу, що діє на робоче колесо.

Для вирішення всіх перерахованих питань необхідне моделювання робочого процесу гідротурбіни. З цієї причини розвиток розрахункових методів дослідження робочого процесу і прогнозування енергетичних характеристик є однією з основних задач теорії гідротурбін. Задачі, пов'язані з розрахунком обтікання заданих елементів проточної частини гідротурбіни і визначенням їх гідравлічних показників на різних режимах, в теорії гідротурбін називають прямими задачами. Задачі, пов'язані з проектуванням елементів проточної частини гідротурбіни на заданому розрахунковому режимі (зокрема, з визначенням геометрії лопатевих систем), в теорії гідротурбін прийнято називати зворотними задачами.

З розвитком методів математичного моделювання і широким впровадженням в інженерну практику ЕОМ з'явилася можливість заміни фізичного експерименту чисельним. Застосування чисельного моделювання надзвичайно розширює можливості аналізу впливу геометричних параметрів гідромашини на кінематичні та енергетичні характеристики. Чисельний експеримент дозволяє оцінити вплив окремих геометричних параметрів не тільки на енергетичні характеристики гідротурбіни в цілому, але й на кінематичні характеристики окремих її елементів, а також на категорії втрат в цих елементах. Останні дозволяють намітити шляхи для зменшення окремих видів втрат, що дає основу для вдосконалення енергетичних характеристик гідротурбіни в цілому.

Для малих і середніх гідроелектростанцій проведення випробувань модельних гідротурбін невиправдано дороге, і багато організацій для контролю енергетичних параметрів вимагають проведення розрахунків з використанням пакетів програм для чисельного моделювання просторової течії. Візуалізація результатів розрахунку кінематики тривимірного течії, інформація про втрати та розподіл досліджуваних параметрів в проточній частині (ПЧ) гідротурбіни дають можливість на стадії проектування зрозуміти шляхи досягнення більш високих значень ККД, отримати інформацію про моменти на лопатках направляючого апарату (НА) і лопатях робочого колеса, величини осьової сили, які необхідні конструктору для прийняття рішень про вибір сервомотора, підшипника і т.д.

Однією з переваг чисельного моделювання є можливість дослідження властивостей об'єкта у великому діапазоні змінних параметрів і при різному їх поєднанні.

Всі сучасні пакети програм обчислювальної гідроаеродинаміки вирішують завдання механіки суцільного середовища, використовуючи моделі, побудовані на основі рівнянь Нав'є-Стокса. В основу цих моделей входять три рівняння збереження: збереження маси, збереження імпульсу та збереження енергії.

Рішення обчислювальної гідродинамічної задачі відбувається в три етапи. На першому створюється геометрія, будується обчислювальна сітка, задаються граничні умови, на другому етапі відбувається рішення з використанням вирішувача (solver'a), відповідного конкретній розв'язуваній проблемі, і, нарешті, за допомогою спеціальних програмних інструментів – пост-процесорів, отримані результати представляються графічно і аналізуються [2].

В останні 15–20 років простежується тенденція збільшення частки чисельного експерименту при дослідженні робочого процесу гідротурбін.

Проведення чисельного експерименту дозволяє зменшити фінансові витрати на проведення лабораторних випробувань модельної гідротурбіни на гідродинамічних стендах, а також дозволяє у більш швидкі строки спроектувати високоефективну гідротурбіну, яка відповідає всім вимогам замовника. Також результати чисельного дослідження дозволяють отримати більш чітку інформацію про процеси які проходять у проточній частині гідротурбіни. Тому прогнозування енергетичних характеристик гідротурбін з використанням сучасних програмних комплексів CFD є актуальним завданням гідротурбобудування.

7.2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми

7.2.1. Огляд методів гідродинамічного розрахунку

Одним з перших методів гідродинамічного розрахунку гідротурбін є струменева теорія Ейлера. В основі даної теорії лежать такі припущення: потік в гідротурбіні є осесиметричним; течія рідини відбувається по заданим осесиметричним поверхням току; параметри потоку на різних поверхнях струму не залежать один від одного. Використовуючи основне рівняння Ейлера і рівняння Бернуллі, можна визначити параметри осесиметричного потоку на заданих осесиметричних поверхнях току. Струменова теорія не дозволяє знайти розподіл швидкостей і тисків по поверхні лопаті робочого колеса і забезпечити задану форму осесиметричних поверхонь току в проточній частині гідротурбіни. Це призводить до суттєвим розбіжностям фактичних і розрахункових оптимальних параметрів гідротурбіни.

Складнішою моделлю гідродинамічного розрахунку є двовимірною осесиметрична модель руху рідини. Даний метод отримав широке поширення в інженерній практиці для проектування радіально-осьових гідротурбін. У роботах [3, 4] осесиметричну задачу було сформульовано і

доведено до чисельного рішення. На основі рівнянь Ейлера при ряді припущень методом кінцевих елементів можна отримати розподіл функції току в меридіанній площині. Тим самим можна отримати розподіл компонентів швидкості і розподіл поточних кутів, а знаючи геометричні кути, можна розрахувати циркуляційні та ударні втрати (основні втрати в РО гідротурбінах). Однак двовимірна осесиметрична модель не дає можливості знайти розподіл швидкостей і тисків по лопаті робочого колеса і, отже, оцінити його гідравлічні показники. Також необхідно відзначити, що одне з припущень – це нескінченне число профілів. У зазначеній постановці осесиметрична задача при розрахунку течії в турбінах Каплана з невеликим числом лопатей дає некоректне рішення.

В роботі [3] на основі рішення осесиметричної задачі було отримано рішення в проточному тракті Саяно-Шушенській ГЕС з радіально-осьовим колесом, що має 16 лопатей, і напрямним апаратом, що має 24 лопатки.

Починаючи з 1940-х років, розвинулась теорія розрахунку плоских решіток профілів [5, 6]. Подальше вдосконалення теорії решіток пов'язано з розробкою методів розрахунку решіток, розташованих на криволінійних поверхнях току в шарі змінної товщини. Двовимірна теорія решіток дозволяє визначити розподіл швидкостей і тисків по поверхні лопаті робочого колеса, а, отже, оцінити його гідравлічні показники. Особливо слід відзначити метод і програму розрахунку на ЕОМ прямої задачі обтікання таких решіток, що розроблені Б. С. Раухманом [7].

Розвиток обчислювальної техніки дозволило удосконалити процес гідродинамічного розрахунку течії. Була сформульована квазітрьохмірна задача, яка зводиться до комплексного вирішення наступних двовимірних задач:

- 1) розрахунок усередненого в окружному напрямку потоку в гідромашині та визначення осесиметричних поверхонь току S_{1cp} усередненого потоку;

2) розрахунок обтікання решіток профілів, розташованих на поверхнях току S_{1cp} усередненого потоку;

3) розрахунок вторинного потоку на осесиметричних поверхнях, нормальних до поверхонь току S_{1cp} усередненого потоку [8].

7.2.2. Тривимірні методи розрахунку

Починаючи з 90-х років минулого століття, активно почали розвиватися і використовуватися чисельні методи рішення спочатку на основі рівнянь Ейлера, а потім і усереднених рівнянь Нав'є - Стокса. Однією з переваг чисельного моделювання є можливість дослідження властивостей об'єкта в великому діапазоні змінюваних параметрів і при різному їх поєднанні [9-11].

В останні роки був досягнутий істотний прогрес у створенні засобів моделювання та розрахунку течій рідини, що дозволяють виконувати розрахунок з настільки високою вірогідністю одержуваних результатів, що необхідний обсяг експерименту в багатьох випадках зводиться до мінімуму [12-14].

В останнє десятиліття кращі з розроблених методів моделювання і розрахунку течій рідини і газу в областях довільної геометричної конфігурації, в тому числі в проточних частинах гідромашин, були реалізовані у вигляді комерційних програмних продуктів, і ці продукти отримали широке поширення на ринку [15-17]. Судячи з публікацій в провідних міжнародних журналах з гідромеханіки, найбільш серйозних успіхів добилися, зокрема, колективи розробників CFX (Канада – Англія – Німеччина), ANSYS (США), STAR-CD (Англія), Fluent (США), FlowER (Україна), FlowVision (Росія), Numeca (Бельгія) [18-22].

Чисельному моделюванню просторового потоку в гідротурбінах, з використанням різних CFD комплексів, присвячено велику кількість наукових публікацій [18-30].

В роботі [31] запропоновано методику проектування робочих коліс ГТ, шляхом вибору оптимального числа лопатей робочого колеса (РК). В роботі [32] проведено розрахунок течії в усій ПЧ гідротурбіни на конкретні параметри станції, в роботі [33] – аналіз кавітаційних характеристик на основі CFD розрахунків.

В роботах [23, 34-35] приведено результати чисельного розрахунку течії в різних частинах проточного тракту гідротурбін, а саме у спіральній камері [23], направляючому апараті та робочому колесі [34, 35].

Також можна відзначити, що у дуже невеликій кількості публікацій є результати розрахунку всієї турбіни цілком. Розбіжність з експериментальними даними в середньому 1-3 % [34, 35].

Реальні завдання обчислювальної гідроаеродинаміки представляють собою складні задачі, що вимагають великих обчислювальних потужностей і використання кластерних систем з числом обчислювальних ядер від сотень до декількох тисяч. При цьому однією з важливих проблем стає ефективність використання пакетів програм при паралельних розрахунках.

Основною проблемою при паралельній роботі великої кількості обчислювальних ядер є вартість НРС ліцензій, що дозволяють працювати паралельно вирішувачам пакета на обмеженому числі обчислювальних ядер.

Вартість однієї ліцензії НРС Academic Associate (ліцензія для академічних організацій, що дає право на проведення комерційних досліджень), з можливістю паралельної роботи на декількох обчислювальних ядрах може становити десятки тисяч євро на рік.

Зниження вартості паралельних обчислень може бути отримано, зокрема, шляхом використання вільно поширюваного програмного забезпечення. В даний час існує декілька десятків спеціальних ліцензій, що дозволяють поширювати програмні продукти. Найбільш поширеною є ліцензія GNU GPL (General Purpose License), єдиним обмеженням якої є

необхідність обов'язкового посилання на авторів. Використання програмного забезпечення, яке розповсюджується за вільними ліцензіями (GPL) спільно з вихідним кодом, надають можливість побудови призначених для користувача моделей, так як ліцензія відкриває доступ до вихідного коду і не накладає будь-яких обмежень при використанні наявних можливостей пакету, зокрема, при паралельних розрахунках. Одним з найбільш використовуваних продуктів, призначених для вирішення завдань обчислювальної гідроаеродинаміки, що розповсюджуються за ліцензією GPL, є пакет OpenFOAM [36-37].

Саме використанню пакету OpenFOAM для гідродинамічних розрахунків і присвячені наукові публікації [25–27, 30, 37–40]. В роботі [38] проведено дослідження кавітаційних характеристик високонапірної радіально-осьової гідротурбіни, в статті [39] розглядається вплив форми колон статору на структуру потоку у підводі гідротурбіни. В роботі [40] обговорюються попередні результати об'єднання розробленої бібліотеки з пакетом OpenFOAM для прискорення завдань гідродинамічного моделювання.

Слід критично оцінювати можливості й обмеження методів чисельного моделювання робочого процесу на стадії розробки ПЧ шляхом порівняння розрахункових енергокавітаційних показників з даними модельних і натурних випробувань гідротурбін. Достовірність і точність одержуваних розрахункових даних того чи іншого пакета прикладних програм в значній мірі залежить від наступних факторів:

- точності побудови і відтворення геометрії ПЧ, яка залежить від методу побудови сіток, їх густоти і форми кінцевих елементів;
- числа ітерацій та збіжності обчислювального процесу;
- моделі турбулентності потоку. Наведені вище пакети прикладних програм містять модель турбулентності (два рівняння, що характеризують вид і ступінь турбулентності);

- можливості і надійності обліку взаємного впливу сусідніх елементів ПЧ на потік і втрати енергії в них; врахування чи неврахування нестационарності потоку в ПЧ.

По результатам літературного огляду можна зробити висновок, що починаючи з 90-х років минулого століття і по теперішній час було випущено велику кількість публікацій, присвячених чисельному моделюванню в гідротурбінах [13-40], що свідчить про актуальність даних досліджень. Проте, залишаються відкритим питання щодо якості розрахункової сітки, вибору моделі турбулентності, порядку вирішення рівнянь.

7.3. Вибір параметрів моделі розрахунку в'язкої течії

В даний час завдання по визначенню енергетичних характеристик гідромашин найбільш часто ведеться на основі рішення рівнянь Нав'є-Стокса для заданої геометрії. Нижче дається опис використовуваних моделей і спрощень, що використовуються при такому підході.

Чисельне моделювання в динаміці турбомашин є комплексним завданням, що об'єднує в собі ряд наступних проблем: розробка моделей і методів рішень рівнянь руху рідини, розробка адекватної постановки завдання, розробка методики побудови розрахункових сіток.

7.3.1. Використовувані моделі турбулентності

Течія в областях, що розглядаються описується усередненими по Рейнольдсу рівняннями Нав'є – Стокса. У нерухомій декартовій системі координат в узагальненому вигляді ці рівняння мають такий вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{cases}, (7.1)$$

де p – це тиск; u_i – компоненти осередненої швидкості; x_i – декартові координати; ρ – густина; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; u' – пульсації складові швидкості.

Найбільш часто для замикання усереднених по Рейнольдсу рівнянь застосовують гіпотезу Буссінеска, яка пов'язує Рейнольдсові напруження з усередненими градієнтами швидкостей:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}. \quad (7.2)$$

Гіпотеза Буссінеска використовується в моделях турбулентності Spalart-Allmaras, k - ε моделі, k - ω моделі. Перевага цієї методики полягає в невеликих обчислювальних ресурсах, що пояснюється способом обчислення турбулентної в'язкості μ_t . У моделі Spalart-Allmaras вирішується тільки одне рівняння переносу для турбулентної в'язкості. У разі k - ε і k - ω моделей вирішуються два додаткових рівняння переносу (для турбулентної кінетичної енергії k і швидкості турбулентної дисипації ε або специфічної швидкості дисипації $\omega = \varepsilon / k$). А турбулентна в'язкість μ_t , Обчислюється як функція k і ε . Недоліком гіпотези Буссінеска є те, що вводиться припущення про ізотропності турбулентної в'язкості, що, строго кажучи, не завжди вірно.

Альтернативний підхід, втілений в моделі Рейнольдсових напружень (RSM), полягає в тому, що рівняння переносу відповідних величин вирішуються за допомогою тензора Рейнольдсових напружень. В якості додаткового рівняння використовується рівняння переносу для швидкості турбулентної дисипації ε , яке необхідно для визначення масштабу

турбулентності. Це означає, що для двовимірних задач потрібно п'ять додаткових рівнянь переносу, а для тривимірних – сім.

У багатьох випадках моделі турбулентності, засновані на гіпотезі Буссінеска, працюють досить добре і використання RSM моделі є не виправданим з точки зору обчислювальних витрат. Однак модель RSM незамінна в ситуаціях, коли анізотропність турбулентного потоку надає домінуючий вплив на усереднений потік.

7.3.1.1. Стандартна k - ε модель турбулентності

В сучасних програмних продуктах широко використовується k - ε модель турбулентності, а також її модифікації. При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε [14].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (7.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (7.4)$$

де $P_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k ,

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε і μ визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константи k - ε моделі [17]: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Зупинимося на деяких аспектах, пов'язаних з цією моделлю.

Розрахунки показують, що поблизу твердих стінок відбувається вельми різка зміна параметрів k і ε [17-18]. Для належного дозволу цих змін доводиться використовувати досить густу розрахункову сітку. Замість цього часто використовують підхід, при якому біля стінки виділяється невелика область, в якій не виконується чисельне рішення рівнянь (7.3) і (7.4), а замість цього шукані параметри розраховуються за алгебраїчними формулами, які описують типові пристінкові шари.

Нещодавно проведені дослідження показали, що результати розрахунку, одержувані при використанні $k - \varepsilon$ моделі, можуть сильно залежати від відстані, на яку віддалені від твердої стінки найближчі до неї вузли розрахункової сітки. Було відмічено протиріччя основному принципу математичного моделювання, згідно з яким у міру згущення розрахункової сітки результати розрахунку повинні асимптотично прагнути до деяких значень. Виявилося, що перші вузли розрахункової сітки обов'язково повинні потрапляти приблизно на кордон вузького підслою [20].

Недоліками $k - \varepsilon$ моделі є низька точність при моделюванні течій з відривом від гладких поверхонь, а також зазначена вище необхідність застосування спеціальних прийомів при розрахунку течії поблизу стінок.

Константи моделі були визначені експериментально для течії в області пограничного шару і незбурених потоків (дотичні напруження досить малі), з урахуванням гомогенної ізотропної «підсіточної» турбулентності.

Під гомогенною ізотропною «підсіточною» турбулентністю на увазі мається наступне. При виведенні рівнянь переносу турбулентних (Рейнольдсових) напруг часто користуються гіпотезою Буссінеска, що зв'язує турбулентні напруги з градієнтами усереднених швидкостей турбулентного потоку. Недоліком гіпотези Буссінеска є припущення про властивість ізотропності турбулентної в'язкості потоку. Припущення про

ізотропність турбулентного потоку є невиправданим при розрахунках високошвидкісних оберткових і закручених турбулентних течій.

7.3.1.2. RNG $k - \varepsilon$ модель

RNG $k-\varepsilon$ модель заснована на $k-\varepsilon$ моделі і отримана з точних рівнянь Нав'є-Стокса з використанням математичної теорії «renormalization group» [22]. Модель отримана за допомогою аналітичних методів з різними константами в стандартній $k-\varepsilon$ моделі і додаткових умов і функцій в рівняннях перенесення k і ε . Зміни в моделі привели до наступних покращень:

- з'явилося додаткова умова в рівнянні для швидкості турбулентної дисипації ε , яка покращує точність рішення для високонапружених потоків;
- в моделі враховується ефект циркуляції турбулентності, що покращує точність рішення для високошвидкісних оберткових потоків;
- в рівняннях використовують аналітичну формулу для визначення динамічної в'язкості, що дозволяє більш якісно розраховувати турбулентні потоки з низьким числом Рейнольдса, але модель працює при якісному сітковому дозволі в області прикордонного шару.

Ці особливості роблять RNG $k-\varepsilon$ модель придатною для більш широкого класу задач, ніж в разі стандартної $k-\varepsilon$ моделі.

7.3.1.3. Realizable $k - \varepsilon$ Модель

Realizable $k-\varepsilon$ модель враховує такі недоліки традиційних $k-\varepsilon$ моделей [23]:

- нове формулювання турбулентної в'язкості, включає в себе параметр C_μ , який для різних областей потоку приймає необхідне значення, запропоноване Рейнольдсом.

- використовується модель перенесення швидкості турбулентної дисипації ε , що базується на динамічному рівнянні пульсаційних середньоквадратичних вихорів.

Безпосередня перевага Realizable $k - \varepsilon$ моделі полягає в тому, що вона більш точно прогнозує розподіл дисипації плоских і круглих струменів. Це також забезпечить краще прогнозування обертових потоків, пограничних шарів, схильних до сильних градієнтів тиску, відривних течій і рециркуляційних потоків.

Моделі Realizable і RNG $k - \varepsilon$ повинні мати перевагу в порівнянні зі стандартною $k - \varepsilon$ моделлю турбулентності для викривлених, вихрових і обертових потоків.

У Realizable $k - \varepsilon$ моделі турбулентності є недолік, який полягає в тому, що вона може завищувати або занижувати турбулентну в'язкість потоку, коли обчислювальна область містить одночасно обертові та нерухомі області. Це пояснюється тим, що модель використовує ефект усередненого обертання при визначенні турбулентної в'язкості.

7.3.1.4. Стандартна $k - \omega$ модель турбулентності

Стандартна $k - \omega$ модель, розроблена Вілкоксом в 1998 році, є емпіричною моделлю з рівняннями переносу турбулентної кінетичної енергії k і специфічної швидкості дисипації $\omega = \varepsilon/k$. Модель $k - \omega$ була модифікована за останні кілька років, параметри виробництва були додані в рівняння переносу k і ω , що покращує точність моделі при розрахунку течій з невеликими значеннями дотичних напружень.

Турбулентна кінетична енергія k і специфічна швидкість дисипації ω визначаються наступними рівняннями переносу:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (7.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega. \quad (7.6)$$

У цих рівняннях G_k – генерація турбулентної кінетичної енергії, викликана градієнтом осередненої швидкості; G_ω – генерація ω ; Γ_k і Γ_ω – ефективна дифузія k і ω відповідно; Y_k і Y_ω – дисипація k і ω , викликана плавучістю; S_k і S_ω – джерела, визначені користувачем.

7.3.1.5. Модель k - ω з додатковим рівнянням переносу дотичного напруження

Дана модель має англomовну аббревіатуру SST (Shear-Stress Transport), є різновидом стандартної k - ω моделі і була розроблена Ментером. Модель ефективно поєднує стійкість і точність стандартної k - ω моделі в пристінкових областях і k - ϵ моделі на видаленні від стінки, для цього k - ϵ модель була конвертована в формулювання k - ω моделі. SST k - ω модель має такі особливості в порівнянні зі стандартною k - ω моделлю:

- стандартна k - ω модель і перетворена k - ϵ модель об'єднуються змішуючою функцією. Змішуюча функція в пристіночній області приймає значення одиниці, яка активізує стандартну k - ω модель, а на видаленні від стінки приймає значення нуля, який активізує перетворену k - ϵ модель;
- визначення турбулентної в'язкості модифіковано, що необхідно для представлення рівняння переносу дотичних напружень;
- відрізняються константи моделі турбулентності.

Ці особливості роблять SST k - ω модель більш надійною і точною для широкого діапазону турбулентних потоків (потоки з несприятливими градієнтами тиску, аеропрофілі, навколосвукові ударні хвилі).

7.3.2. Розрахункова сітка

Як і інші методи, метод кінцевих об'ємів, реалізований в CFD задачах, є сітковим методом. З цієї причини рішення, отримане розрахунковими

методами, залежить від якості розрахункової сітки. У методі кінцевих об'ємів, реалізованому, наприклад, в ANSYS FLUENT, рішення шукається в центрі розрахункових осередків, а рівняння записуються через апроксимацію на межі осередку. Розрахункова сітка впливає на якість передачі даних від центру осередків до кордонів. Існують наступні рекомендації з побудови розрахункової сітки:

- розрахункова сітка повинна коректно вирішувати всі градієнти швидкості, тиску і параметри турбулентності;

- розрахункова сітка не повинна мати гострих кутів (ідеальна сітка – з кутами 90 градусів; ANSYS CFX дає рекомендації на мінімальний кут – 10 градусів, NUMECA – на мінімальний кут 15 градусів);

- не повинно бути різкого збільшення розміру елемента; розміри розташованих поруч осередків не повинні відрізнятися більш, ніж в 1,3 рази.

Сучасні пакети використовують неструктуровані розрахункові сітки і можуть проводити розрахунок на різних елементах або комбінації декількох типів елементів. На рис. 4.1 представлені основні типи елементів. Існують три основні стратегії побудови розрахункової сітки: тетраедральна сітка, тетраедральна з призматичним шаром і гексаедральна.

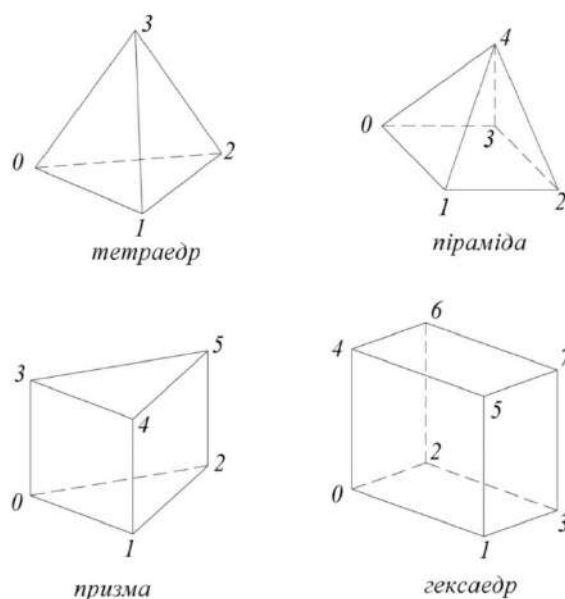


Рисунок 7.1 – Типи розрахункових елементів

7.4. Чисельне дослідження енергетичних характеристик різних типів турбін з використанням програмних комплексів CFD

7.4.1. Розрахунок течії в горизонтальній капсульній гідротурбіні ПЛ15-ГК

В даній главі проведено порівняння результатів чисельного дослідження потоку в проточній частині поворотно-лопатевої капсульної гідротурбіни ПЛ15-ГК в трьох програмних комплексах: комерційних FlowVision, Ansys CFX та OpenFOAM, який випущений під ліцензією GNU GPL (ліцензія вільно поширюваного програмного забезпечення з відкритим кодом).

7.4.1.1. Розрахунок просторового потоку в програмі FlowVision

Короткий опис програмного комплексу FlowVision

При створенні нової гідромашини, коли відповідні модельні характеристики відсутні, спрогнозувати її напір і ККД до її виготовлення в металі донедавна було вкрай важко. Визначити теоретичний напір, задавшись трикутниками швидкостей на вході і виході, дозволяє рівняння Ейлера. Для визначення кутів потоку в цих трикутниках було запропоновано безліч емпіричних формул для різних класів гідромашин (наприклад, поправка Стодоли - Майзеля).

Програмний комплекс FlowVision в даний час широко використовується для вирішення прикладних завдань гідрогазодинаміки.

Програмний комплекс FlowVision призначений для моделювання тривимірних течій рідини і газу в технічних і природних об'єктах, а також візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки [15-16].

Моделювані течії включають в себе стаціонарні та нестаціонарні, стискувані, слабостискувані і нестискувані потоки рідини і газу. Використання різних моделей турбулентності і адаптивної розрахункової

сітки дозволяє моделювати складні рухи рідини, вмикаючи течію з сильною закруткою, горінням, течії з вільною поверхнею.

FlowVision оснований на кінцево-об'ємному методі рішення рівнянь гідродинаміки і використовує прямокутну адаптивну сітку з локальним подрібненням. Для апроксимації криволінійної геометрії з підвищеною точністю FlowVision використовує технологію підсіточного розширення геометрії. Ця технологія дозволяє імпортувати геометрію з систем САПР і обмінюватися інформацією з системами кінцево-елементного аналізу. Використання цієї технології дозволило вирішити проблему автоматичної генерації сітки - щоб згенерувати сітку, досить задати лише кілька параметрів, після чого сітка автоматично генерується для розрахункової області, що має геометрію будь-якого ступеня складності.

Процес розрахунку течії рідини включає в себе наступні кроки, виконувани користувачем [15-16]:

а) створення області розрахунку ("геометрії" пристрою) в САПР і імпортування її через формати VRML, STL, DEFORM, ABAQUS, ANSYS або NASTRAN в FlowVision (IGES, PARASOLID, VDAFS за допомогою Flow3D Vision);

б) завдання математичної моделі;

в) завдання граничних умов;

г) завдання вихідної розрахункової сітки та критеріїв її адаптації за рішенням і по граничних умовах;

д) завдання параметрів методів розрахунку;

е) проведення розрахунку (без участі користувача);

є) перегляд результатів розрахунку в графічній формі ("візуалізація" результатів розрахунків) та збереження даних у файли;

ж) оцінка точності розрахунків методом збіжності по сітці.

Розглянемо кожен з цих кроків на прикладі розрахованого нами капсульного гідроагрегату ПЛ15-ГК.

Створення геометричної моделі гідроагрегату ПЛ15-ГК в САПР і імпортування її в FlowVision

FlowVision не має власного геометричного процесора, тому геометрія гідроагрегату повинна імпортуватися з CAD-системи.

В даний час існує цілий ряд програмних продуктів дозволяють ефективно виконати це завдання SolidWorks, T-Flex, Unigraphics, Autocad Mechanical Desktop, ProEngineer, Catia, Компас 3D та ін. [27-28].

Геометрія капсульного гідроагрегату, виконаного CAD-системою наведена на рисунку 7.2.

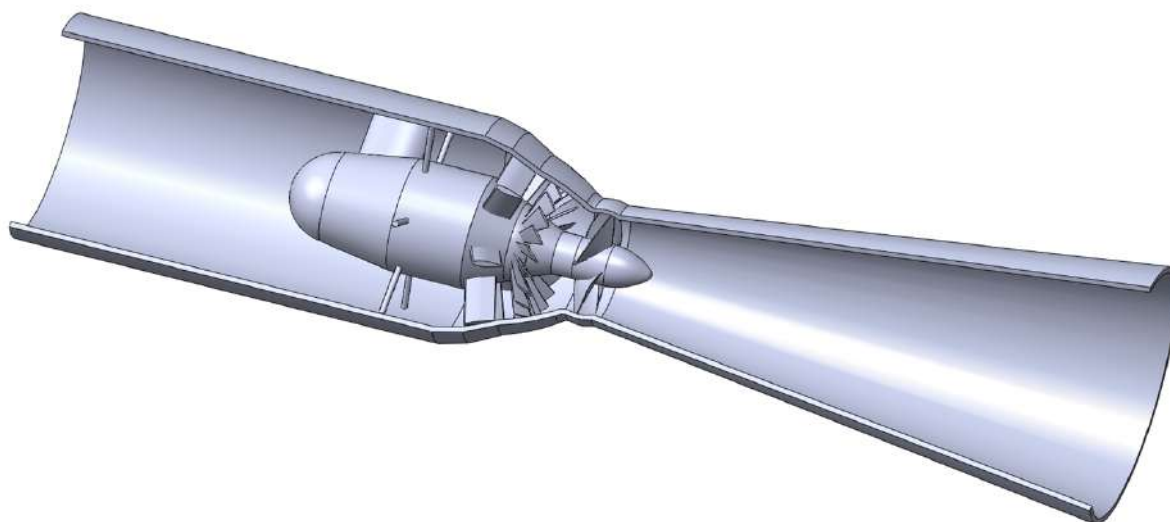


Рисунок 7.2 – Геометрія капсульного гідроагрегату ПЛ 15-ГК

Розрахунок течії води в гідроагрегаті є завданням внутрішньої течії, тому в FlowVision достатньо імпортувати геометрію ПЧ. При цьому внутрішній об'єм гідроагрегату повинен бути представлений як твердотільна модель.

Наступний етап підготовки геометрії полягає в поділі розрахункових областей підвода, обертового робочого колеса і відводу. Для цього необхідно розсікти геометрію двома площинами перед і за РК. В результаті

ми отримали твердотільну модель ПЧ гідроагрегату, яку далі можна імпортувати в FlowVision (рис. 7.3).

Після створення твердотільної моделі в якому-небудь з цих програмних продуктів є можливість зберегти її в одному з широко використовуваних форматів файлів – VRML (Virtual Reality Modeling Language), STL (Stereo Lithography format). При цьому складна поверхня твердотільної моделі апроксимується безліччю плоских фасеток (осередків), і в цих файлах зберігаються координати вузлів цих фасеток.

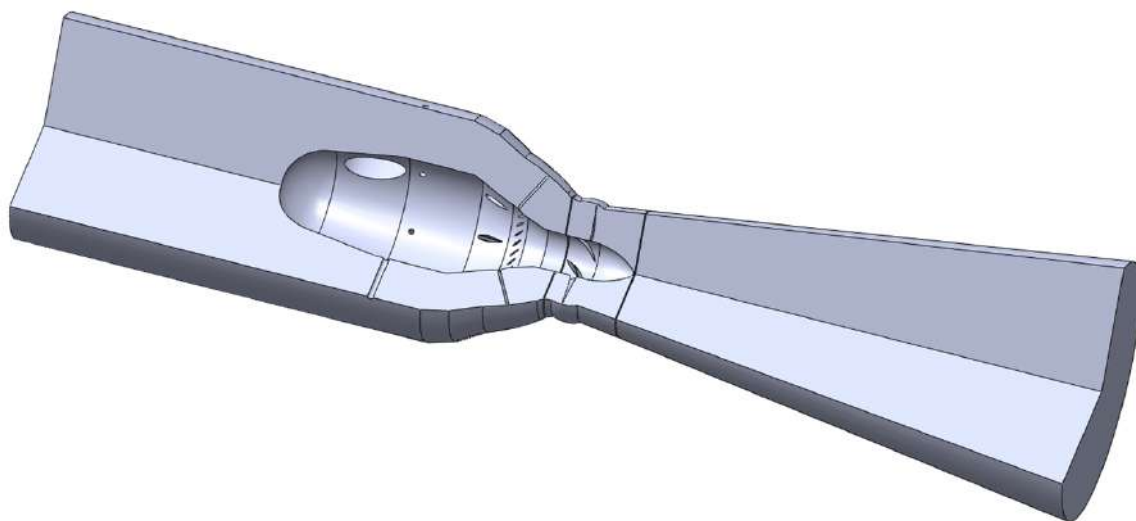


Рисунок 7.3 – Твердотільна модель проточної частини з розділеними розрахунковими областями

Після імпорту твердотільної моделі проточної частини гідроагрегату проводиться визначення розрахункових областей, які в ході аналізу геометрії виявила програма.

Перша область з назвою «Підвід» в нашому випадку відповідає об'єму в підвідній частини гідроагрегату, друга, з назвою «Колесо» – проточної частини в камері РК, третя, з назвою «Труба» – об'ємом відсмоктувальної труби.

Наступним кроком є постановка задачі, яка складається з декількох етапів.

Вибір математичної моделі

Одним з головних етапів вирішення задачі є вибір моделі розрахунку. У програмі FlowVision користувач для кожної розрахункової області задає модель розрахунку.

Моделі, включені в FlowVision, розділені на дві групи – базові та спеціальні моделі [15-16].

Базові моделі призначені для моделювання широкого класу гідродинамічних явищ. Вони описують рух однорідної рідини при різних швидкостях з урахуванням ефектів стисливості, турбулентності і теплопереносу:

- Модель для твердого матеріалу призначена для моделювання теплопереносу та дифузійних процесів у твердому тілі. Ця модель використовується в задачах сполученого теплообміну для обліку теплопереносу між рідиною і твердим тілом;

- Модель ламінарного потоку рідини використовується для моделювання течій в'язкого газу (рідини) при малих і помірних числах Рейнольдса при невеликих змінах щільності (наближення Буссінеска);

- Модель нестискуваної рідини призначена для моделювання течії газу (рідини) при великих (турбулентних) числах Рейнольдса і при малих змінах щільності;

- Модель слабостискуваної рідини описує рух газу при дозвукових числах Маха і будь-яких змінах щільності;

- Повністю стискувана рідина описує рух газу при будь-яких числах Маха.

Спеціальні моделі призначені для моделювання руху рідини (газу) при обліку додаткових фізико-хімічних ефектів, характерних для вузькоспеціальних додатків:

- Пористе середовище описує рух газу при дозвукових числах Маха і будь-яких змінах щільності з урахуванням пористості середовища;

- Модель двофазної течії рідини призначена для дослідження двофазних течій з вільною поверхнею. Ця модель використовується для визначення коефіцієнтів опору кораблів і підводних апаратів, заповнення форм розплавом металів і т.д.;

- Модель горіння використовується для моделювання процесів спалювання різних газових сумішей (наприклад, метаноповітряної) в пальниках і котлах ТЕЦ і визначення викидів оксидів азоту;

- Модель двофазного горіння описує процеси горіння рідкого і твердого палива при дозвукових швидкостях течії газу.

Для нашої задачі розрахунку капсульного гідроагрегату ПЛ15-ГК для всіх трьох розрахункових областей була задана модель розрахунку з назвою «нестискувана рідина».

Завдання фізичних параметрів

Для кожної розрахункової області задаємося опорними величинами, які відображають зовнішні умови. Для нашого випадку це значення температури і тиску на вході в гідроагрегат.

Далі задаємося моделлю турбулентності [15-16].

У FlowVision доступні наступні моделі турбулентності:

1. Стандартна k-ε модель.
2. Квадратична k-ε модель.
3. Низкорейнольдсова k-ε модель AKN.
4. Низкорейнольдсова k-ε модель HL.
5. Низкорейнольдсова k-ε модель LS.
6. SST (ShearStressTransport).
7. SA (Spalart-Allmaras).

Для нашої задачі розрахунку капсульного гідроагрегату ПЛ15-ГК для всіх трьох розрахункових областей була використана модель

турбулентності «Стандартна k - ε модель» (опис моделей турбулентності приведено в розділі 7.2.1).

Заключним етапом завдання фізичних параметрів є завдання властивостей робочої речовини. У FlowVision вбудована база даних різних речовин.

Для нашого завдання з бази даних в якості робочої речовини була обрана вода.

Завдання характеристик обертання робочого колеса

Розрахунок руху води щодо обертового робочого колеса в FlowVision проводиться в розрахунковій сітці, що обертається разом з колесом. Для цього необхідно задатися типом руху – «Обертання», напрямком кутової швидкості, координати точки знаходяться на осі обертання, величиною кутової швидкості і початковим кутом повороту.

Сторінка властивостей параметрів руху має наступні вікна:

- Тип. Визначає тип руху. Можливі два типи: Без руху і Обертання – обертання з постійною кутовою швидкістю.
- Вісь. Задає напрямок осі навколо якої відбувається обертання або уздовж якої відбувається зрушення.
- Точка. Визначає точку через яку проходить вісь обертання.
- Швидкість. Визначає кутову швидкість обертання в оборотах на хвилину або лінійну швидкість зсуву в метрах в секунду.
- Кут. Задає початковий кут повороту.
- Використовувати абсолютну координатну систему. Використовується тільки в задачах обертання. Визначає систему координат, в якій задані швидкості і відповідні їм граничні умови. Якщо ця опція активна, то швидкості і граничні умови задані в нерухомій системі координат. В іншому випадку швидкості і граничні умови задані в рухомій системі координат. При використанні цієї опції на стінках необхідно задавати граничні умови

Обертається стінка або Обертається стінка, логарифмічний закон (залежно від моделі), решта граничних умов задаються звичайним чином.

Завдання граничних умов

У FlowVision процес завдання граничних умов розбитий на два етапи:

- Створення та редагування всіх необхідних граничних умов;
- Розстановка граничних умов на геометричних групах.

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК $D_1 = 1$ м при напорі $H = 1$ м для оптимального режиму роботи гідротурбіни (згідно універсальної характеристики ПЛ 15/984-ГК-46).

На межах розрахункових областей задавалися наступні параметри:

- на вході – масова режимна витрата $Q'_l = 1700$ л/с;
- на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);
- на виході – статичний тиск $P = 101325$ Па.

Завдання вихідної розрахункової сітки та критеріїв її адаптації за рішенням і по граничних умовах

Одним з найважливіших етапів створення розрахункової моделі є побудова розрахункової сітки. Побудова розрахункової сітки – це процес розбиття розрахункової області на безліч окремих осередків. Осередки сітки являють собою багатогранники, зазвичай тетраедри, гексаedr, призми або піраміди. Кромки цих осередків утворюють лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на крайках або в центрі осередків – вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії.

FlowVision використовує локальну адаптивну розрахункову сітку. Спочатку будується початкова сітка (рівномірна або нерівномірна), потім задаються критерії адаптації [15-16].

Першим етапом створення розрахункової сітки є побудова початкової сітки (рис. 7.4).

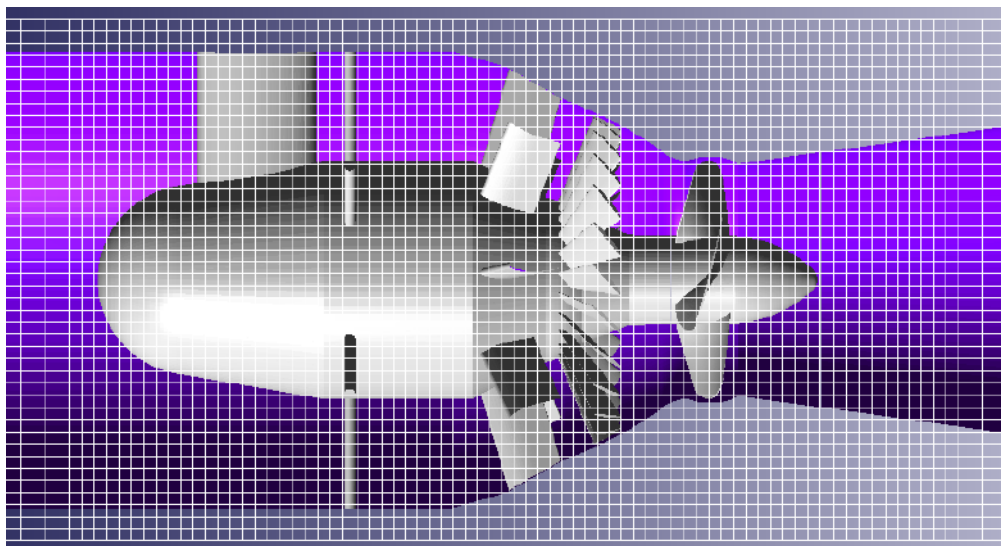


Рисунок 7.4 – Розрахункова сітка початкового рівня

Другий етап – уточнення розрахункової сітки, пов'язаний з адаптацією початкових розрахункових осередків.

Для дозволу малих деталей геометрії розрахункової області і високих градієнтів величин у FlowVision використовується прямокутна адаптивна локально подрібнена сітка (АЛПС) (рис. 7.5).

Сутність технології АЛПС полягає в наступному. У всій розрахунковій області вводиться прямокутна сітка. Виділяються підобласті з особливостями геометрії або течії, в яких необхідно провести розрахунок на більш дрібній, ніж вихідна, сітці. При цьому розрахунковий осередок, в який потрапила виділяема особливість, ділиться на 8 рівних осередків (в тривимірному випадку, в двовимірному – на 4 осередки). Далі, якщо необхідно, осередки діляться ще раз і так до досягнення необхідної точності. Осередки початкової сітки називаються осередками рівня 0, осередки, одержувані подрібненням рівня 0, називаються осередками рівня 1 і т.д.

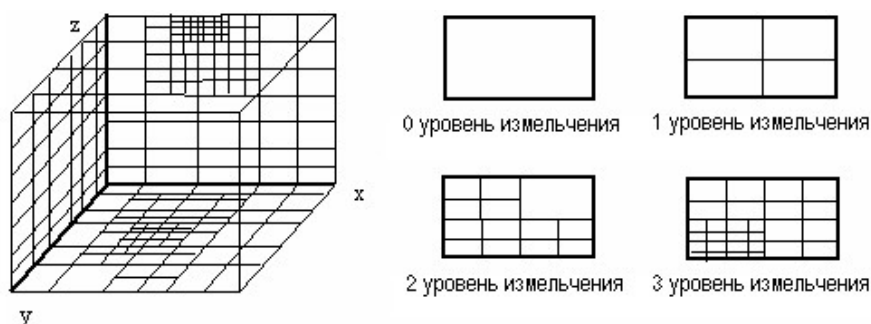


Рисунок 7.5 – Адаптивна локально подрібнена сітка

У нашому випадку були застосовані наступні рівні адаптації:

1-й рівень – підводяча камера гідроагрегату, капсула, ковзаючі сітки, відсмоктуюча труба.

2-й рівень – робоче колесо, лопатки направляючого апарату, колони статора.

4-й рівень – торцеві кромки лопатей робочого колеса.

Процес рішення та візуалізація результатів розрахунку

Перед початком вирішення програма робить побудову початкової розрахункової сітки і проводить адаптацію початкових розрахункових осередків (рис. 7.6).

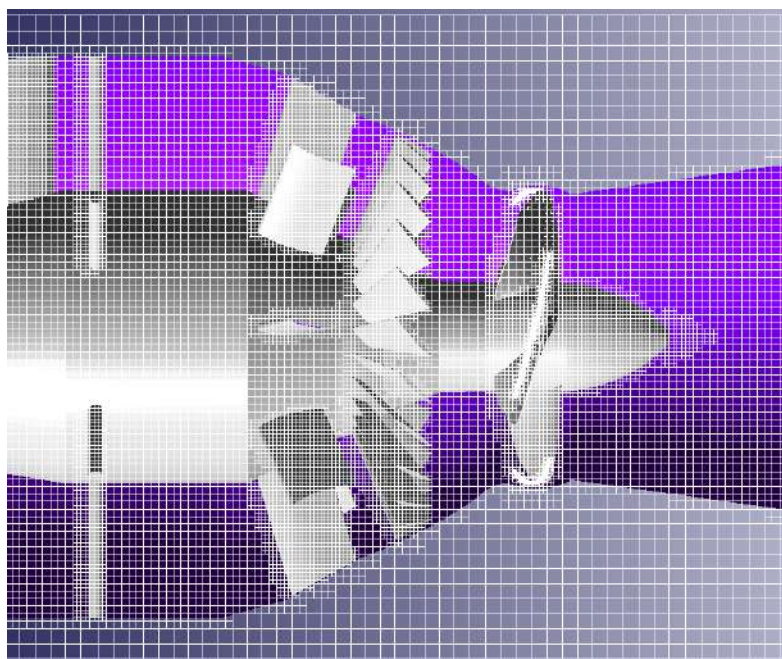


Рисунок 7.6 – Уточнення початкової розрахункової сітки

Загальна кількість вузлів розрахункової сітки склала 10 мільйонів.

Процес розрахунку течії виконується до досягнення заданого користувачем критерію збіжності, заданої кількості глобальних ітерацій, або поки не буде перерваний користувачем.

У FlowVision закінчення розрахунку може проводитися:

1. Автоматично:

- По заданому значенню нев'язки обраного параметра (Параметри методу → Стоп при);
- По заданому кінцевому часі процесу;

2. Вручну користувачем:

- Користувач може сам візуалізувати у вікні постпроцесора величину, яка його зацікавила і стежити за її зміною або створити шар характеристики для зацікавившої його змінної та зберігати значення цієї змінної в файлі, а потім в зовнішньому редакторі побудувати графік залежності цієї величини від часу.

Останній спосіб є кращим, тому він є найбільш наочним і надійним.

У нашому випадку для перевірки збіжності рішення та аналізу результатів побудовано характеристики зміни сумарних моментів діючих з боку потоку на робоче колесо гідроагрегату (рис. 7.7).

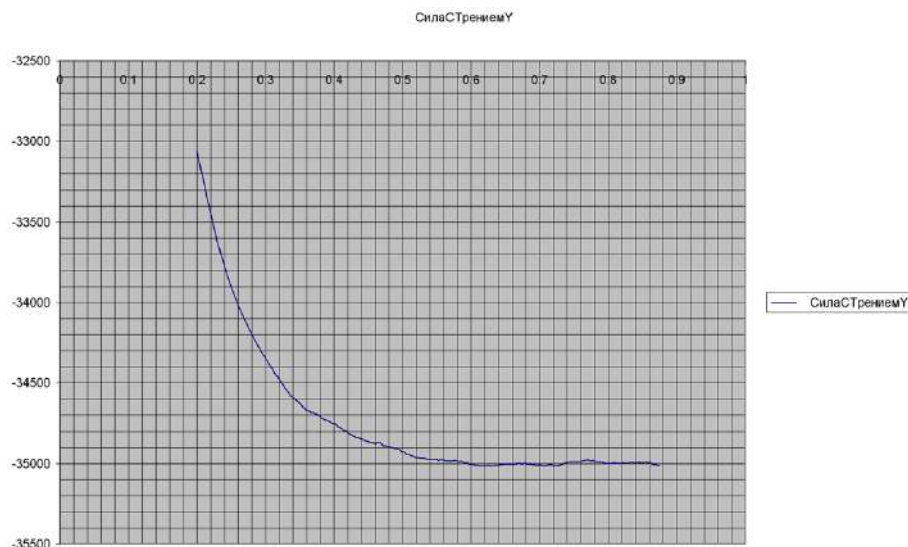


Рисунок 7.7 – Зміна сили в залежності від часу (числа ітерацій)

Як видно з залежності (рис. 7.7) значення моменту, що діє з боку потоку на робоче колесо гідроагрегату (змінні обрані нами для контролю над процесом обчислення) на певному проміжку часу встановилися на фактично одному постійному значенні і не змінюються з кількістю ітерацій. Це означає, що процес розрахунку можна завершувати і приступати до обробки результатів і подальшої візуалізації.

На рис. 7.8 – 7.17 наведена візуалізація потоку в проточній частині капсульного гідроагрегату ПЛ15-ГК у вигляді різнобарвної заливки, ізоліній і у векторному вигляді.

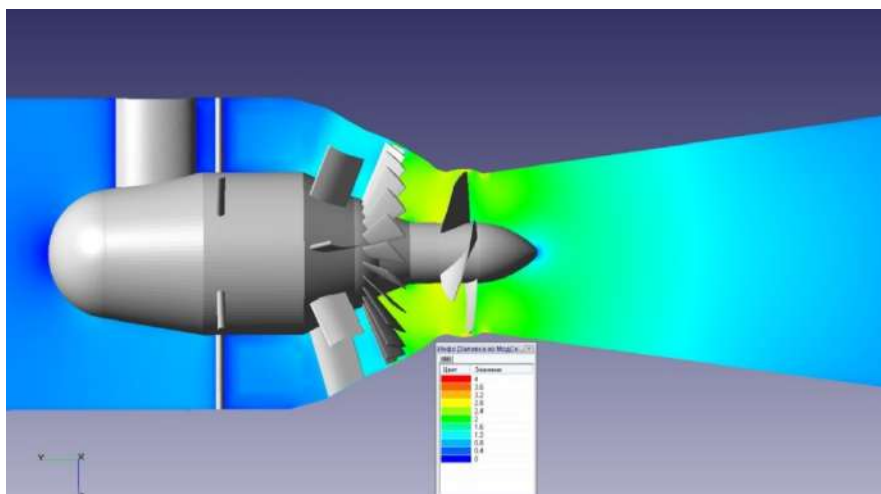


Рисунок 7.8 – Розподіл швидкості в меридіональному перерізі

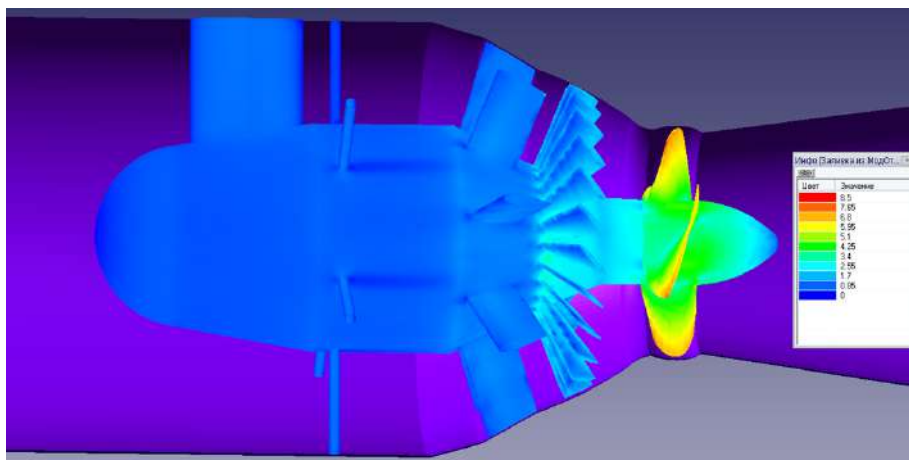
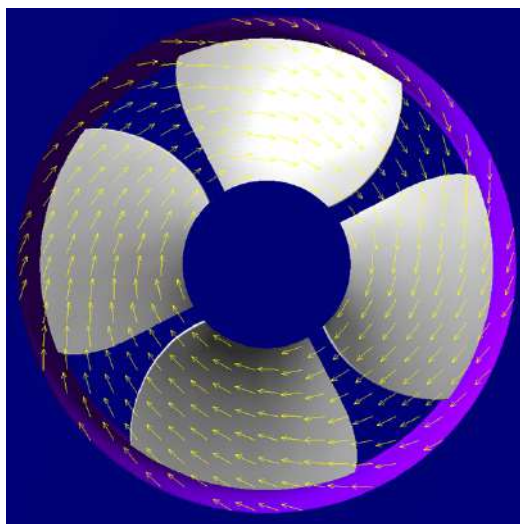
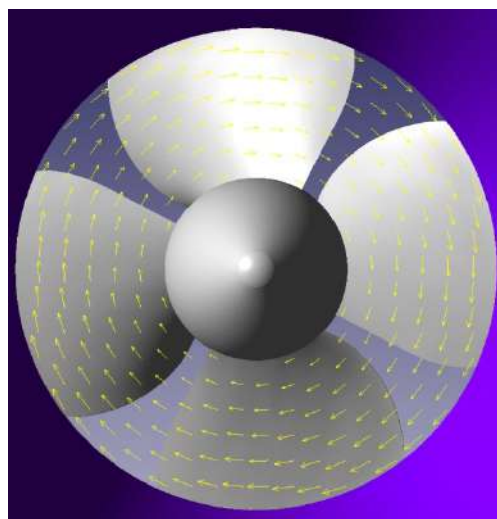


Рисунок 7.9 – Розподіл відносної швидкості потоку уздовж поверхні гідроагрегату

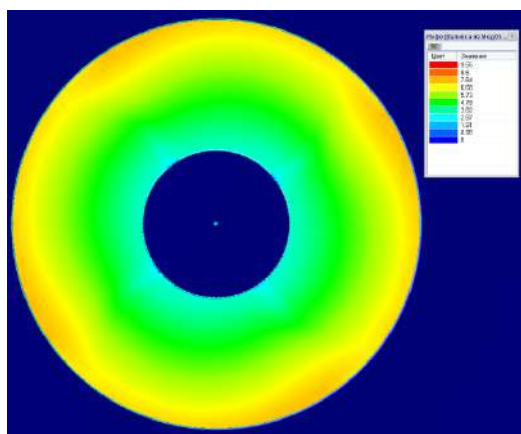


а)

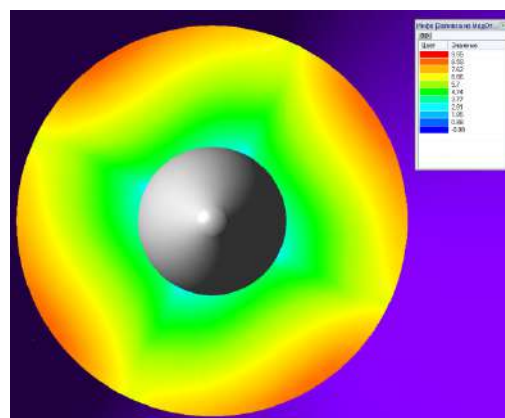


б)

Рисунок 7.12 – Вектора відносної швидкості на вході (а) і на виході з лопатевої системи РК (б)

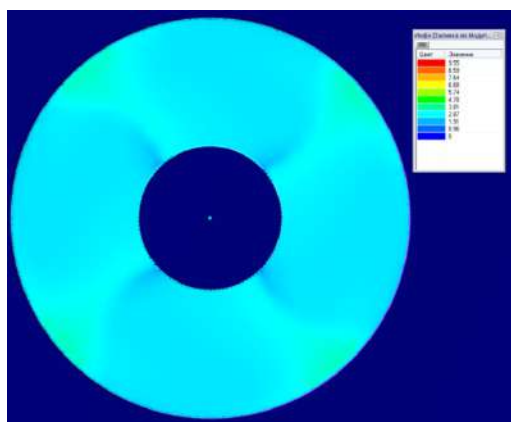


а)

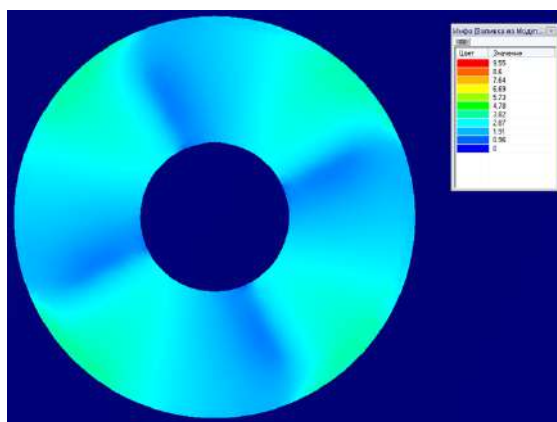


б)

Рисунок 7.13 – Розподіл відносної швидкості на вході (а) і на виході з лопатевої системи РК (б)

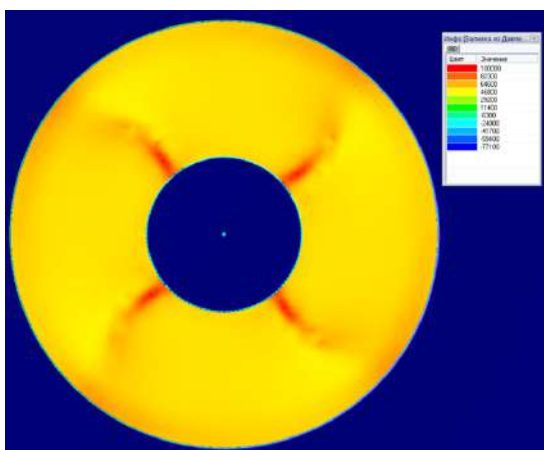


а)

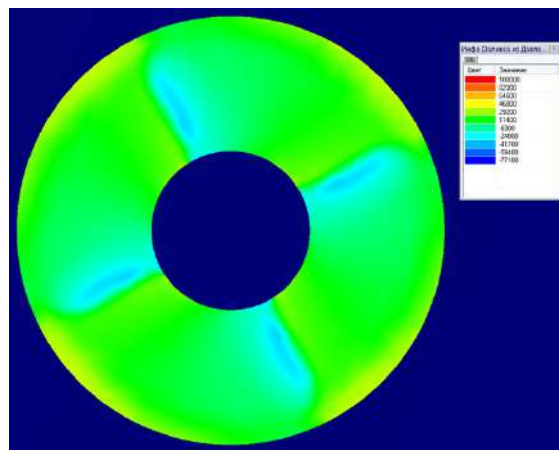


б)

Рисунок 7.14 – Розподіл абсолютної швидкості на вході (а) і на виході з лопатевої системи РК (б)

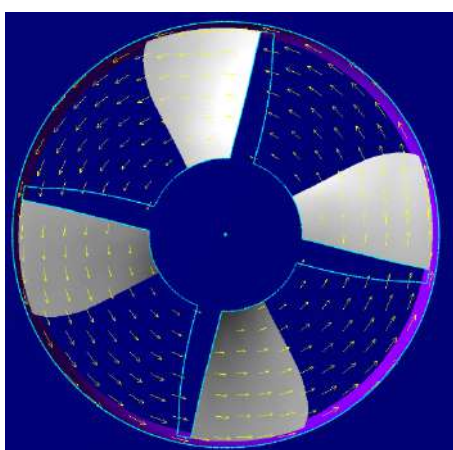


а)

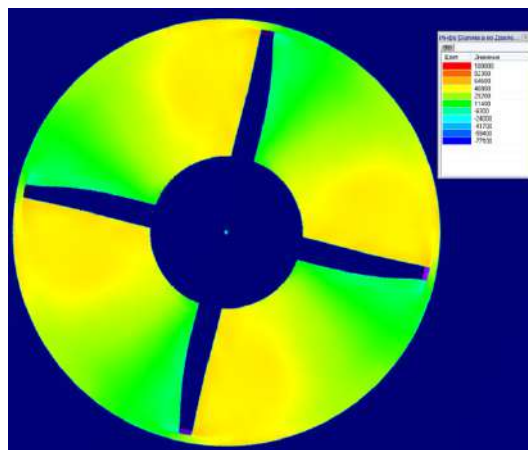


б)

Рисунок 7.15 – Розподіл тиску на вході (а) і на виході з лопатевої системи РК (б)

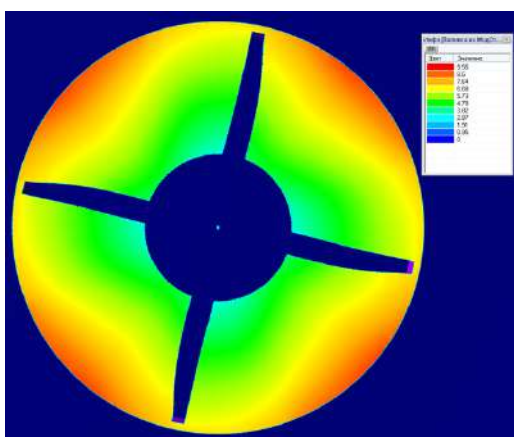


а)

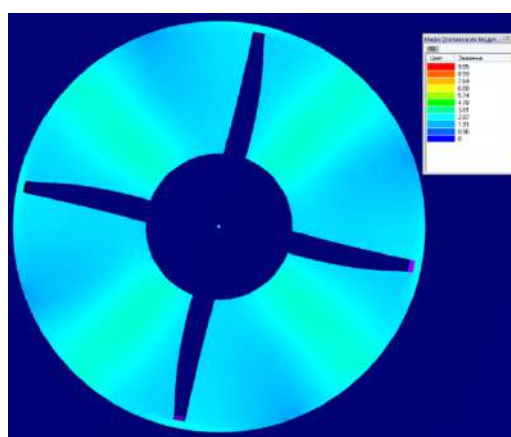


б)

Рисунок 7.16 – Вектора відносної швидкості (а) і розподіл тиску (б) в поперечному перерізі РК



а)



б)

Рисунок 7.17 – Розподіл відносної (а) і абсолютної (б) швидкостей в поперечному перерізі РК

7.4.1.2. Розрахунок просторового потоку в програмі ANSYS

Опис архітектури та процесу вирішення завдань за допомогою пакета ANSYS CFX. Загальна структура пакета

Пакет ANSYS CFX складається з 5 додатків (рис. 7.18), між якими відбувається потік інформації, що виникає в процесі постановки і рішення задач гідродинаміки [41-43].

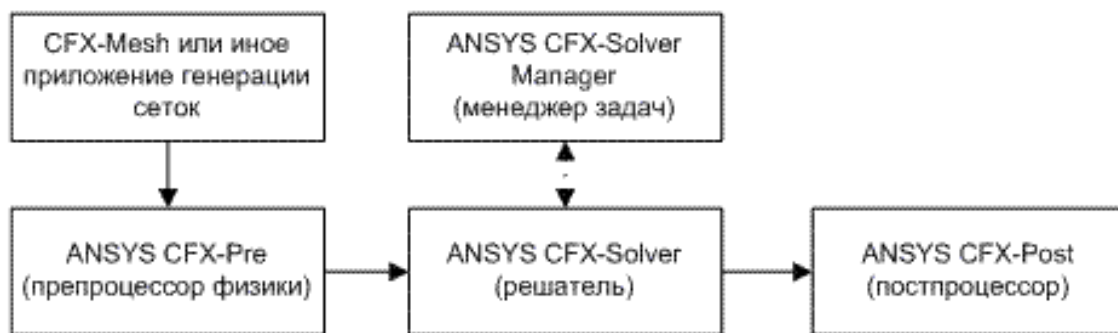


Рисунок 7.18 – Схема постановки та рішення задачі в ANSYS CFX

Розглянемо, за які етапи процесу постановки і рішення задачі відповідає кожен додаток пакета [41-43].

CFX – Mesh, або інший додаток генерації сітки – це перший крок постановки

завдання. На даному етапі відбувається наступне:

- визначення геометрії області дослідження;
- створення областей потоків рідин або газів, твердих областей і завдання імен граничним областям;
- установка параметрів сітки.

В нашому випадку дискретизацію досліджуваної проточної частини виконано з допомогою неструктурованої сітки з комірками тетраедральної форми з локальним згущенням біля кромок колон статора, лопаток НА, лопатей РК.

Швидкість чисельного розрахунку просторового потоку у програмному комплексі Ansys залежить від конфігурації ПК, на якому здійснюється даний розрахунок. Об'єкт дослідження в даній роботі, а саме гідротурбіна ПЛ15-ГК має складну «геометрію», тому для побудови розрахункової сітки та подальшого розрахунку ситуація потребуватиме досить великих затрат часу та обчислювальної потужності ПК. Для скорочення часу розрахунку в даній роботі використано «секторний» підхід, коли складні криволінійні елементи конструкції гідротурбіни замінюються секторами. Наприклад, направляючий апарат, що має 24 лопатки, буде представлено одним сектором, що включає в себе одну лопатку; робоче колесо, що складається з 4 лопатей буде представлено одним сектором, що включає в себе лопать та міжлопатеві канали.

Загальне число елементів 6,4 млн: підвід – 3 млн; один міжлопатковий канал НА – 300 тис.; один міжлопатевий канал РК – 2 млн ; відсмоктуюча труба – 1,1 млн.

Для якісного описання пограничного шару на стінках областей будувалися призматичні комірки (рис. 7.19).

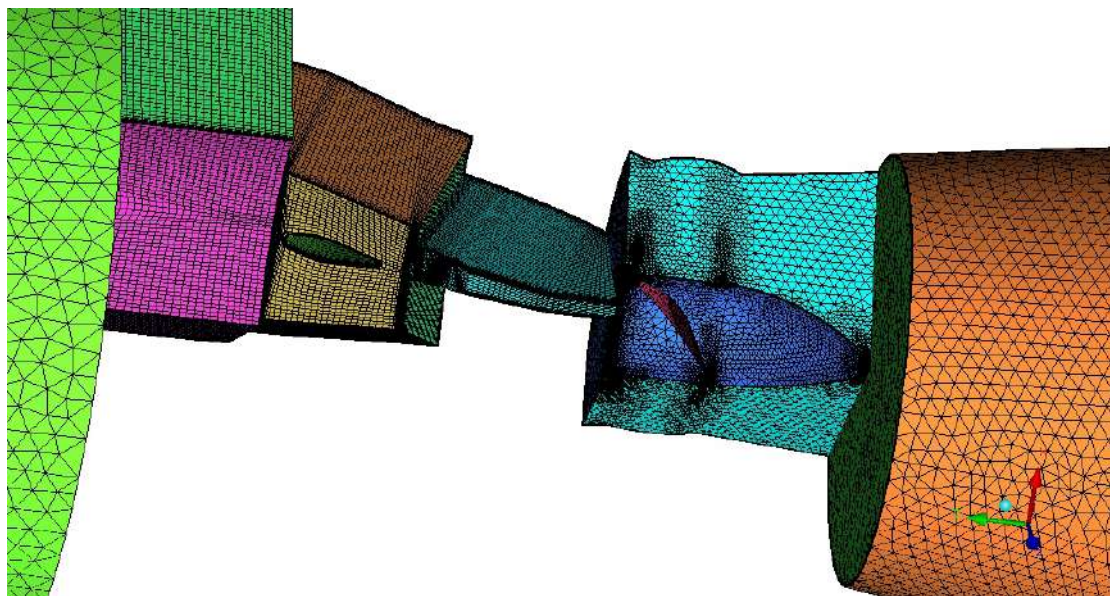


Рисунок 7.19 – Розрахункова сітка моделі

Система ANSYS CFX дозволяє імпортувати геометричні дані з більшості сучасних систем автоматизованого проектування (CAD) (рис. 4.3) і автоматично згенерувати сітку на їх основі. Таким чином, перший етап постановки завдання може бути виконано в зовнішньому додатку (CAD-системі).

ANSYS CFX – Pre реалізує процес визначення фізики завдання. Фізичний препроцесор імпортує сітку, створену на першому кроці. Це другий крок постановки завдання, на якому визначаються фізичні моделі, на основі яких буде відбуватися симуляція процесу, а також їх основні параметри і характеристики. CFX-Pre дозволяє визначити граничні умови процесу (вхідні, вихідні параметри), моделі теплообміну [41-42].

ANSYS CFX-Solver – це програма, яка реалізує процес вирішення завдання обчислювальної гідродинаміки. Імпортується завдання, поставлене за допомогою ANSYS CFX – Pre і проводиться пошук вирішення всіх необхідних змінних [41-42]:

- рівняння в приватних похідних інтегруються по всьому об'єму завдання в галузі дослідження, відповідає застосуванню закону збереження (мас або моменту) до кожної досліджуваної області;
- отримані інтегральні рівняння перетворюються в систему алгебраїчних рівнянь шляхом апроксимування членів в інтегральних рівняннях;
- алгебраїчні рівняння вирішуються чисельним методом.

ANSYS CFX-Solver Manager – це надбудова над CFX-Solver. Вона дозволяє контролювати хід виконання завдання [41-42]:

- визначати вхідні файли вирішувача;
- запускати або припиняти CFX - Solver;
- контролювати процес вирішення завдання;
- встановлювати CFX - Solver для проведення паралельних обчислень.

ANSYS CFX-Post – це програма, призначена для аналізу, візуалізації і представлення результатів, отриманих в результаті виконання завдання за допомогою ANSYS CFX-Solver. Для цього використовуються такі засоби [41-42]:

- візуалізація геометрії і досліджуваних областей;
- векторні графіки для візуалізації напрямки і величини потоків;
- візуалізація зміни скалярних величин (такі як температура, тиск) всередині досліджуваної області.

Графіки, зображення і відео, отримані в результаті аналізу рішення задачі можна зберегти у вигляді окремих файлів.

Типи файлів ANSYS CFX. Загальна схема обміну файлами.

У процесі постановки, рішення та аналізу завдання, різні модулі пакета ANSYS CFX обмінюються інформацією за допомогою імпорту-експорту різних файлів (рис. 7.20).

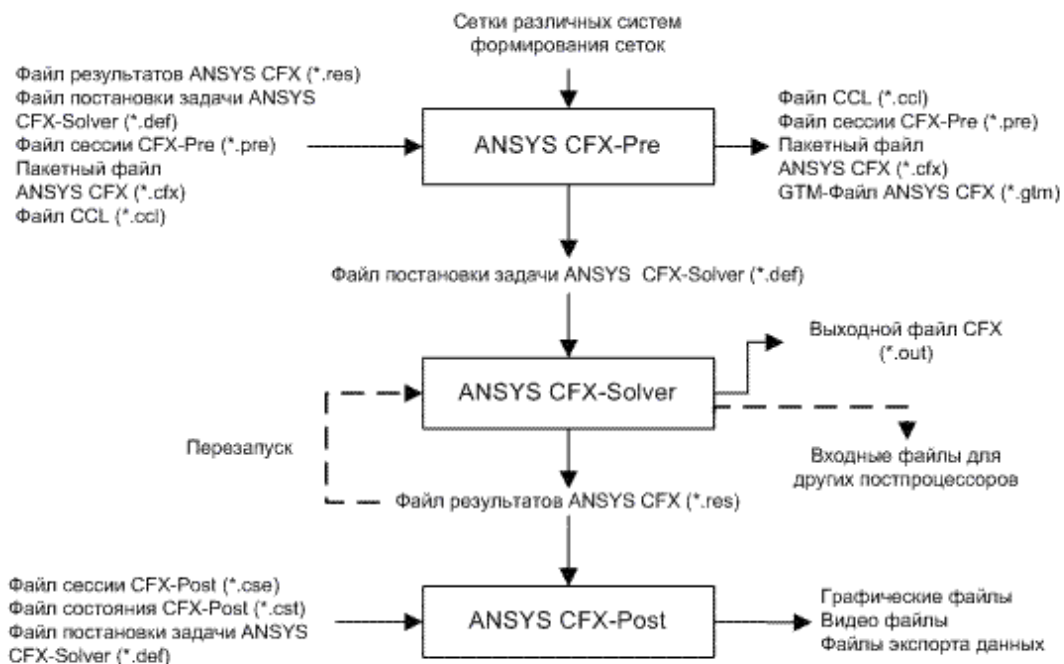


Рисунок 7.20 – Схема файлов, що генеруються в процесі постановки і рішення задач програмами з пакета ANSYS CFX

Розглянемо базові файли, за допомогою яких реалізований процес вирішення завдань в пакеті ANSYS CFX [41-42].

Файли програми ANSYS CFX- Pre.

Пакетний файл ANSYS CFX - Pre (* .cfx) містить дані про фізику процесу, і використовується спільно з GTM-файл, що містить «базу даних» процесу симуляції. Ця пара файлів використовується для збереження і відновлення процесу постановки задачі в додатку ANSYS CFX - Pre.

Файли GTM ("Geometry, Topology and Mesh» – «Геометрія, Топологія і Сітка») містять інформацію про всіх областях і сітках, необхідних для симуляції. Коли відбувається імпорт сітки в додаток ANSYS CFX - Pre, відбувається формування відповідного GTM-файлу. Таким чином, після імпорту сітки, початковий файл, який містить сітку, більше не була необхідною. Ці файли можна відкривати безпосередньо в середовищі ANSYS CFX - Post для детального аналізу сіток [43].

Файл постановки завдання ANSYS CFX (* .def) містить повну інформацію про поставлену задачу, включаючи геометрію, сітку поверхні, граничні умови, параметри середовища, параметри розв'язувача і початкові змінні. Він створюється ANSYS CFX - Pre і імпортується ANSYS CFX - Solver для запуску процесу вирішення задачі.

Файл результатів ANSYS CFX - Solver (* .res) містить повну інформацію про результати виконання завдання, включаючи просторову сітку і рішення потоків рідин і газів. Цей тип файлів може бути використаний як вхідний файл ANSYS CFX - Pre, для визначення початкових значень змінних для подальшого аналізу [43].

Вихідний файл ANSYS CFX - Solver (* .out) – це форматований текстовий файл, що містить інформацію про налаштування моделі ANSYS CFX, стан вирішення в процесі роботи ANSYS CFX - Solver і статистику виконання завдання.

ANSYS CFX-Post може обробляти файли GTM (* .gtm) і файли постановки задачі (* .def), а також файли результатів (* .res) (для аналізу і візуалізації результатів вирішення поставленого завдання). Як результат роботи, ANSYS CFX-Post генерує різні графічні файли, що містять графічне представлення вирішення поставленого завдання [41].

Результати чисельного розрахунку тривимірного потоку по програмному комплексу ANSYS

В роботі було проведено чисельний розрахунок тривимірного потоку в проточній частині капсульного гідроагрегату ПЛ-15-ГК за допомогою програмного комплексу ANSYS. Граничні умови та математична модель були прийняті такі, як і в попередньому розрахунку по FlowVision.

На рис. 7.21 – 7.36 представлені результати даних досліджень, а саме візуалізація потоку у вигляді заливки та траєкторій.

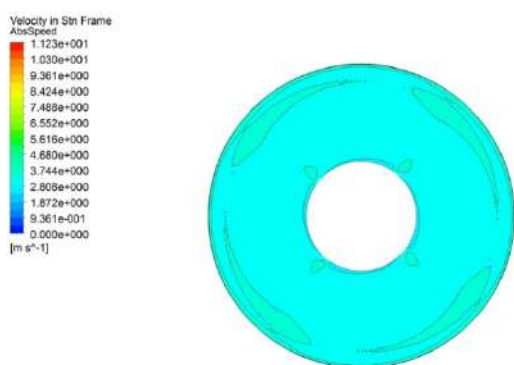


Рисунок 7.21 – Розподіл абсолютної швидкості перед робочим колесом

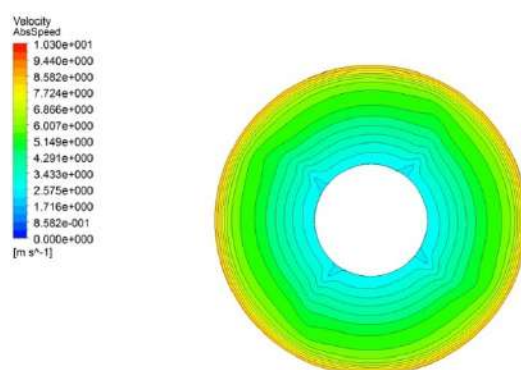


Рисунок 7.22 – Розподіл відносної швидкості перед робочим колесом

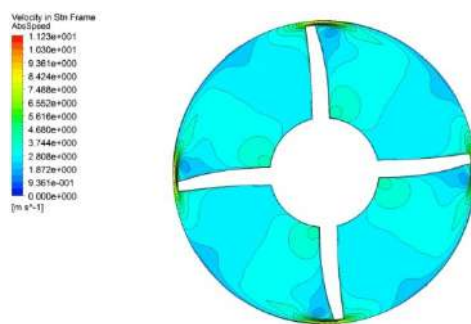


Рисунок 7.23 – Розподіл абсолютної швидкості в поперечному перерізі РК

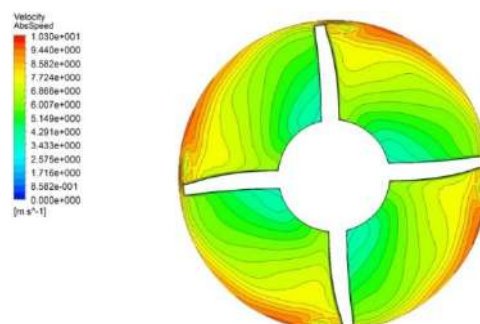


Рисунок 7.24 – Розподіл відносної швидкості в поперечному перерізі РК

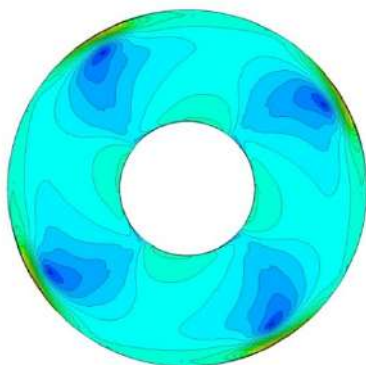
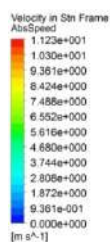


Рисунок 7.25 – Розподіл абсолютної швидкості за робочим колесом

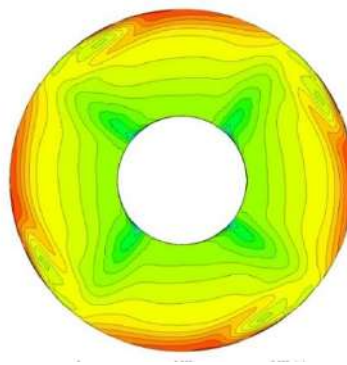
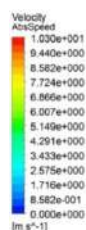


Рисунок 7.26 – Розподіл відносної швидкості за робочим колесом

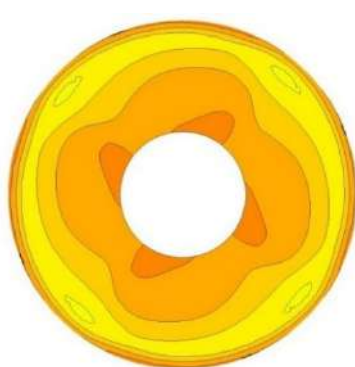
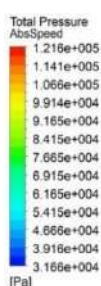


Рисунок 7.27 – Розподіл тиску перед робочим колесом

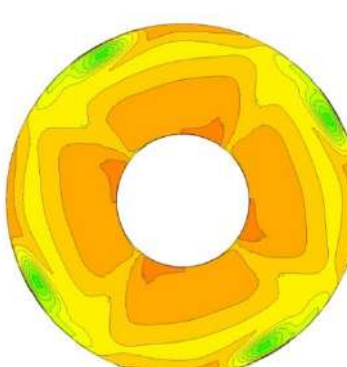
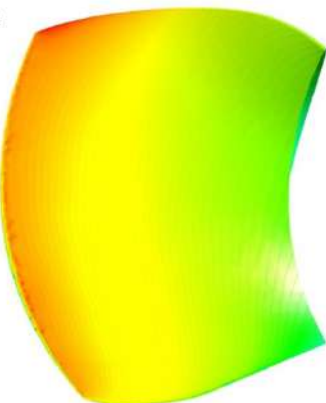
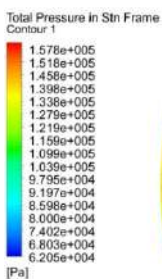
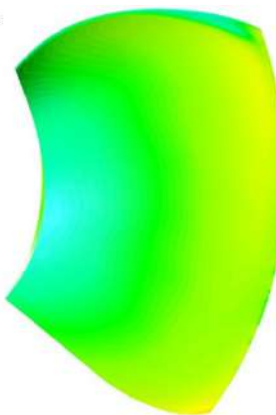
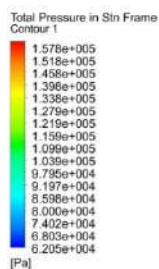


Рисунок 7.28 – Розподіл тиску за робочим колесом



а)



б)

Рисунок 7.29 – Розподіл тиску вздовж лицьової (а) та тильної (б) поверхонь лопаті робочого колеса

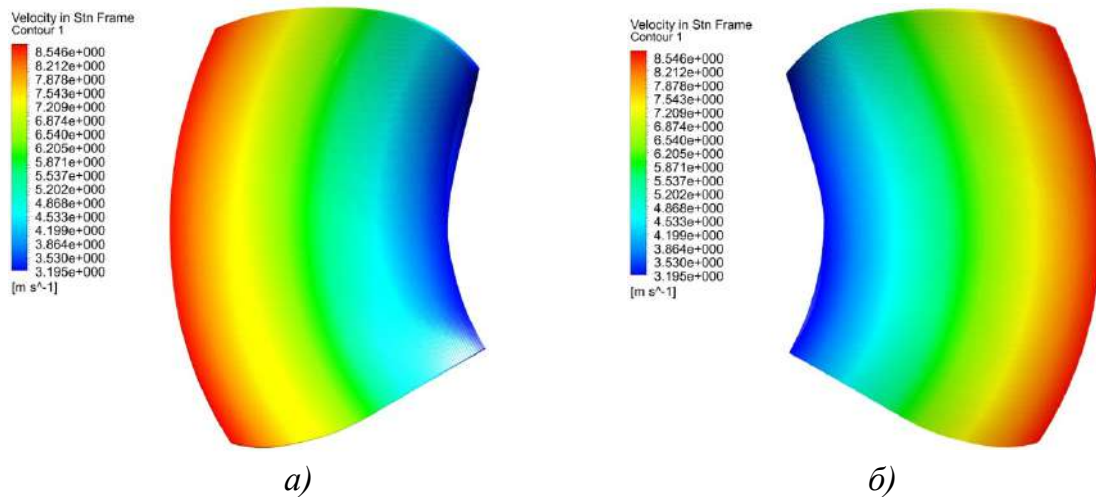


Рисунок 7.30 – Розподіл швидкості вздовж лицьової (а) та тильної (б) поверхонь лопаті робочого колеса

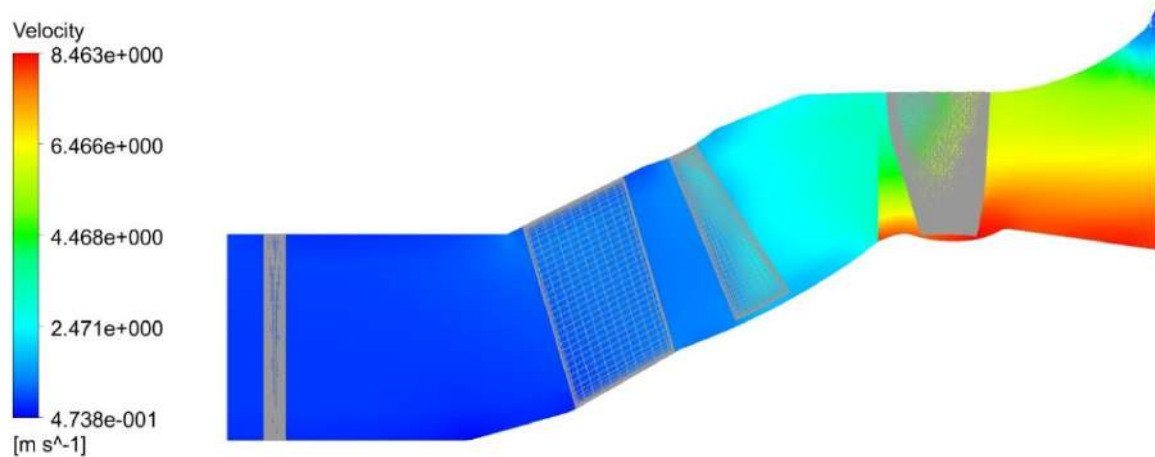


Рисунок 7.31 – Розподіл відносної швидкості в проточній частині капсульного гідроагрегату

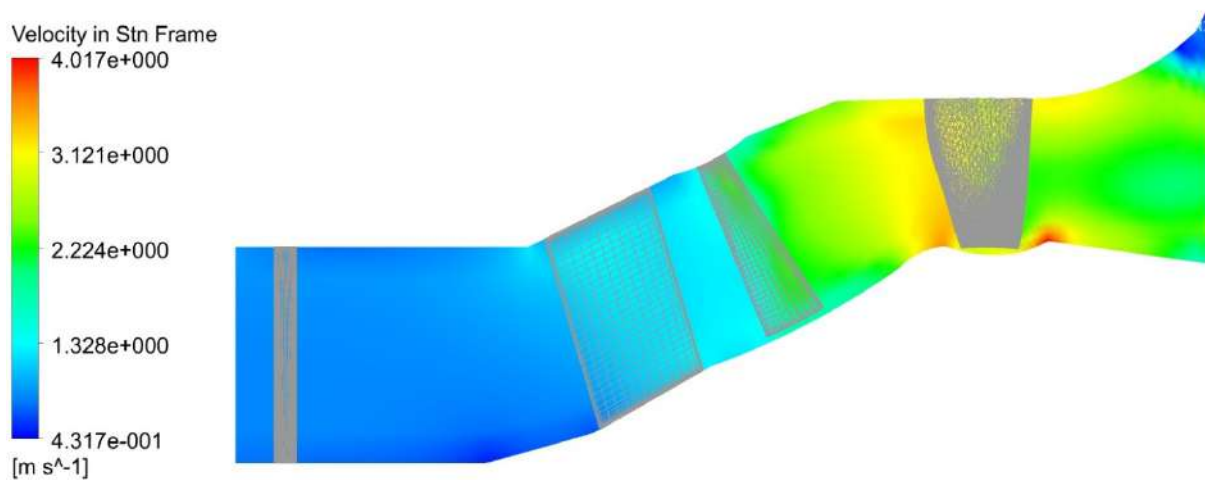


Рисунок 7.32 – Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині капсульного гідроагрегату

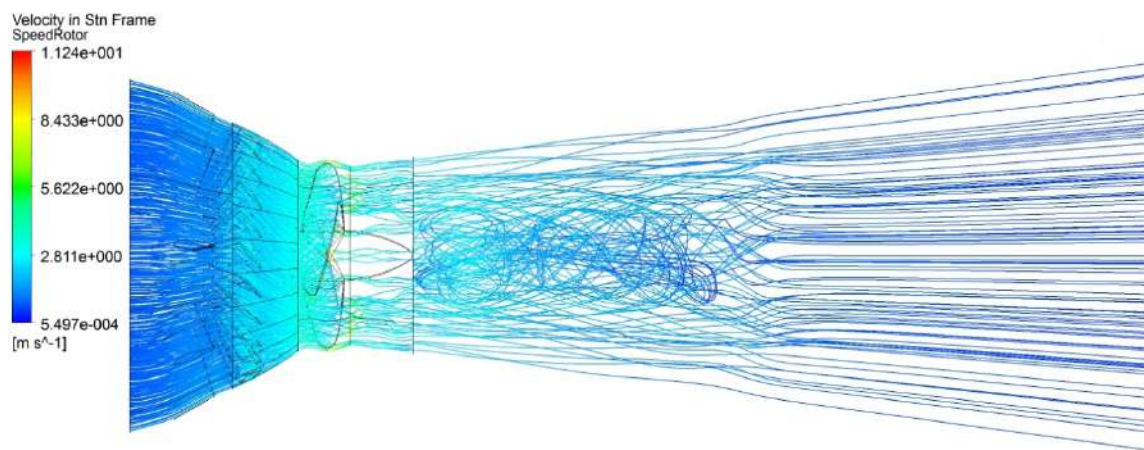


Рисунок 7.33 – Трасекторії руху в проточній частині гідроагрегату

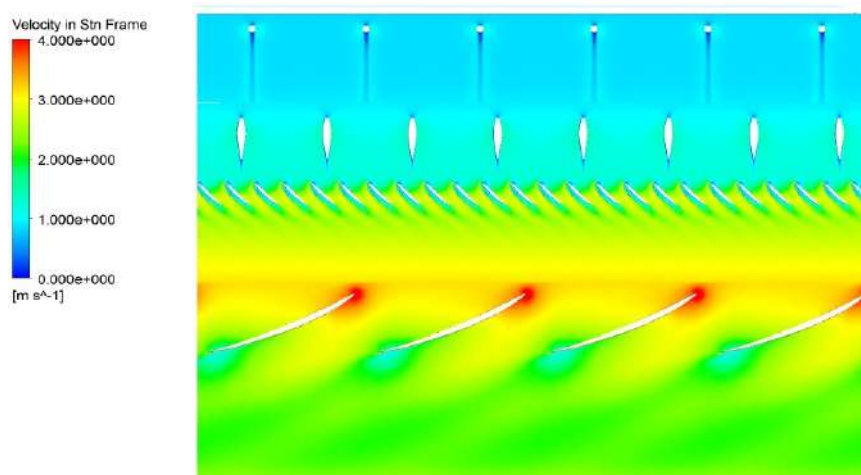


Рисунок 7.34 – Розподіл абсолютної швидкості в решітках капсульного гідроагрегату

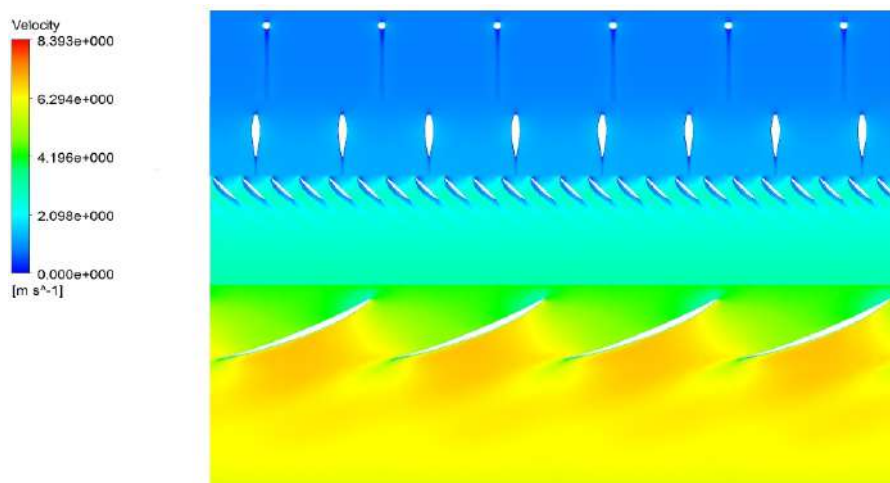


Рисунок 7.35 – Розподіл відносної швидкості в решітках капсульного гідроагрегату

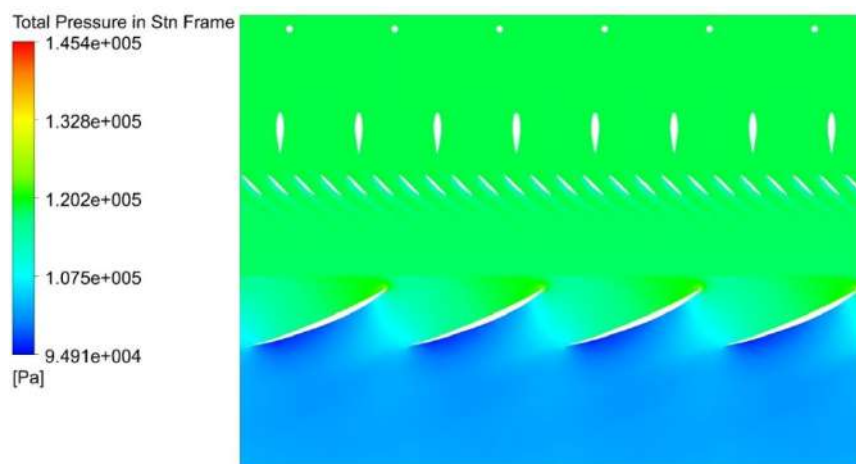


Рисунок 7.36 – Розподіл тиску в решітках капсульного гідроагрегату

7.4.1.3. Розрахунок просторового потоку в програмі OpenFOAM

Загальна характеристика програмного комплексу OpenFOAM

Свою назву та ідеологію побудови пакет OpenFOAM бере від попередника FOAM (Field Operation And Manipulation), який є закритим і продовжує розвиватися паралельно з OpenFOAM. Пакет FOAM був написаний Генрі Веллер, професором Лондонського Королівства, був проданий як комерційний компанії NABLA Ltd [36].

У 2004 році починається історія пакета OpenFOAM – в цьому році пакет FOAM був випущений під ліцензією GNU GPL (ліцензія вільно поширюваного програмного забезпечення з відкритим кодом) і перейменований в OpenFOAM (Open Source Field Operation And Manipulation CFD ToolBox – вільно розповсюджуваний інструментарій обчислювальної гідродинаміки для операцій з полями). В даний час пакет OpenFOAM підтримується і розповсюджується фірмами OpenCFD Ltd, Wikki Ltd, які займається розробкою, розповсюдженням, підтримкою і навчанням користувачів [36-40].

Пакет OpenFOAM написаний на мові C++ і використовує об'єктно-орієнтовані методи програмування. Програмне забезпечення включає як готові модулі рішення широкого кола завдань механіки суцільного

середовища так і дозволяє розробляти власні моделі і вирішувачі під різні завдання.

OpenFOAM на сьогодні є одним з «закінчених» і відомих додатків, призначених для FVM-обчислень.

Спочатку програма призначалася для розрахунків на міцність, але в результаті багаторічного академічного і промислового розвитку на сьогоднішній момент дозволяє вирішувати безліч різних завдань механіки суцільних середовищ, зокрема:

- Розрахунки на міцність;
- Гідродинаміка ньютонівських і неньютонівських в'язких рідин як в нестисливому, так і стисливому наближенні з урахуванням конвективного теплообміну і дією сил гравітації. Для моделювання турбулентних течій можливе використання RANS-моделей, LES- і DNS-методів. Можливо рішення дозвукових, навіколозвукових і надзвукових завдань;
- Завдання теплопровідності в твердому тілі;
- Багатофазні завдання, в тому числі з описом хімічних реакцій компонент потоку;
- Завдання, пов'язані з деформацією розрахункової сітки;
- Деякі інші завдання, при математичній постановці яких потрібно рішення диференціальних рівнянь в приватних похідних в умовах складної геометрії середовища;
- Розпаралелювання розрахунку для запуску на багатопроцесорних системах (в т.ч. кластерних).

В основі коду лежить набір бібліотек, що надають інструменти для вирішення систем диференціальних рівнянь в частинних похідних як в просторі, так і в часі. Робочою мовою коду є ООП C++. У термінах даної мови більшість математичних диференціальних і тензорних операторів в програмному коді (до трансляції в виконуваний файл) рівнянь може бути представлено в зрозумілій формі, а метод дискретизації і рішення для

кожного оператора може бути обраний вже користувачем в процесі розрахунку.

Разом з кодом поставляється набір програм-«вирішувачів», в яких реалізовані різні математичні моделі механіки суцільних середовищ.

Програма може працювати під Windows через віртуальну машину; є також реалізації, які не використовують додаткових надбудов.

Пакет OpenFOAM має багато утиліт, які дозволяють конвертувати сторонні формати в формат OpenFOAM (наприклад, ANSYS, Fluent, Gambit, VTK або ін.). Для доступу до утиліт необхідно перейти в папку \$FOAM_UTILITIES, це також можна зробити командою [36-40].

Відгалуження OpenFOAM [36-40]:

- blueCFD – крос-компільована версія OpenFOAM для запуску на операційних системах Windows, похідна від OpenFlow. Включає в себе додаткові інструменти і функціональність, що використовуються в OpenFOAM. Розробка підтримується компанією blueCAPE.

- FreeFOAM – версія OpenFOAM незалежна від операційної системи, портативна і зручніша для установки. Проект розвивається паралельно з офіційними випусками OpenCFD і не має додаткового функціоналу. Для складання використовує CMake.

- OpenFOAM-extend підтримується Wikki Ltd. Ця гілка включає в себе розробки спільноти, велика частина яких може бути встановлена в офіційну версію OpenFOAM з мінімальними змінами. Гілка розробляється паралельно з офіційною версією OpenFOAM, але в останніх версіях випуски extend гілки відстають на один-два роки.

Результати чисельного розрахунку тривимірного потоку по програмному комплексу OpenFOAM

В роботі було проведено чисельний розрахунок тривимірного потоку в проточній частині капсульного гідроагрегату ПЛ-15-ГК за допомогою

програмного комплексу OpenFOAM. Граничні умови та математична модель були прийняті такі, як і в попередніх розрахунках по FlowVision та Ansys.

На рис. 7.37 – 7.50 представлені результати даних досліджень, а саме візуалізація потоку у вигляді заливки.

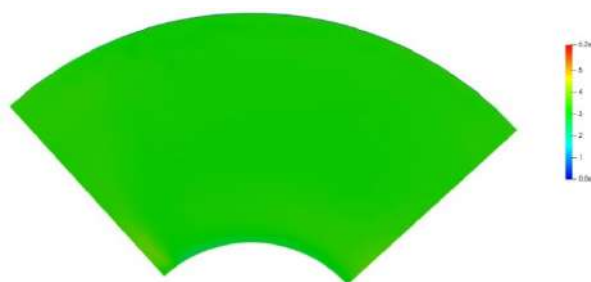


Рисунок 7.37 – Розподіл абсолютної швидкості перед робочим колесом

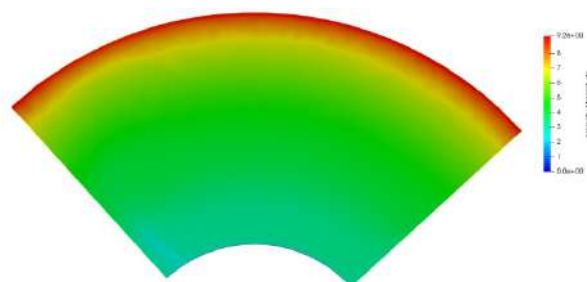


Рисунок 7.38 – Розподіл відносної швидкості перед робочим колесом

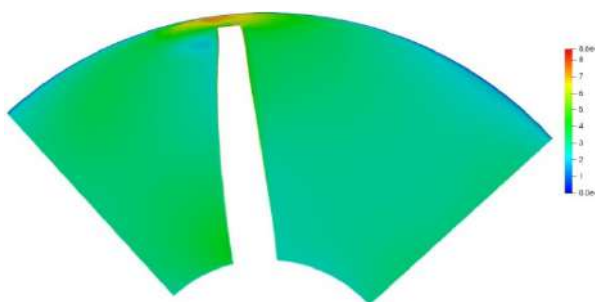


Рисунок 7.39 – Розподіл абсолютної швидкості в поперечному перерізі РК

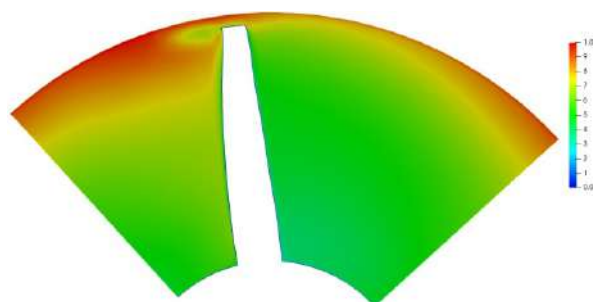


Рисунок 7.40 – Розподіл відносної швидкості в поперечному перерізі РК

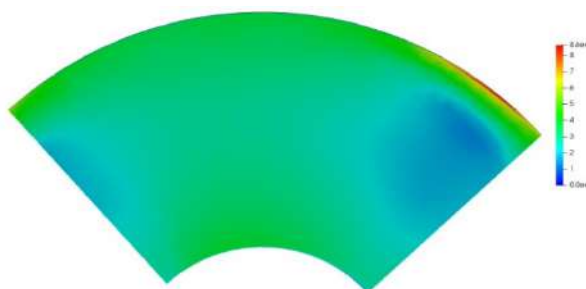


Рисунок 7.41 – Розподіл абсолютної швидкості за робочим колесом

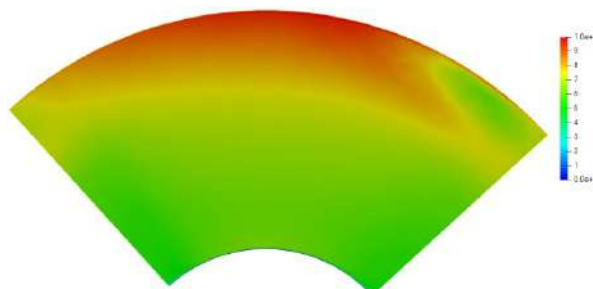


Рисунок 7.42 – Розподіл відносної швидкості за робочим колесом



Рисунок 7.43 – Розподіл повного тиску перед робочим колесом

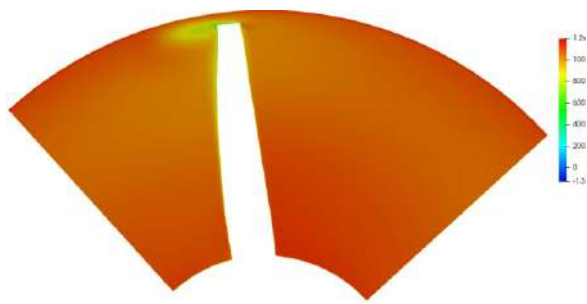


Рисунок 7.44 – Розподіл повного тиску в поперечному перетині РК



Рисунок 7.45 – Розподіл повного тиску за робочим колесом

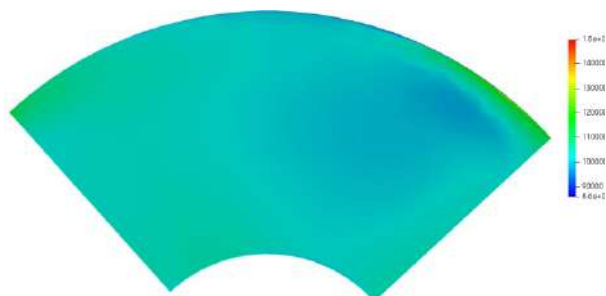


Рисунок 7.46 – Розподіл статичного тиску за робочим колесом

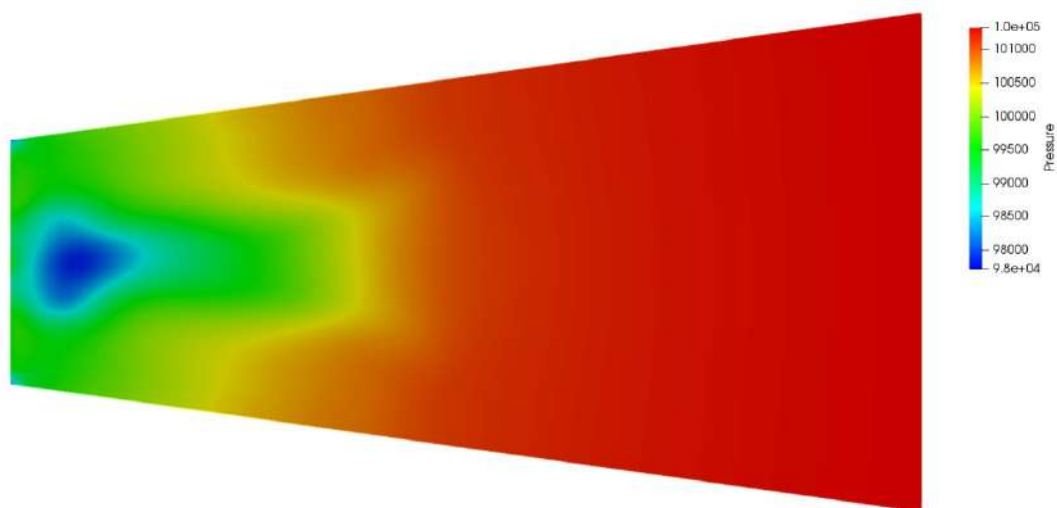


Рисунок 7.47 – Розподіл тиску в відсмоктуючій трубі капсульного гідроагрегату

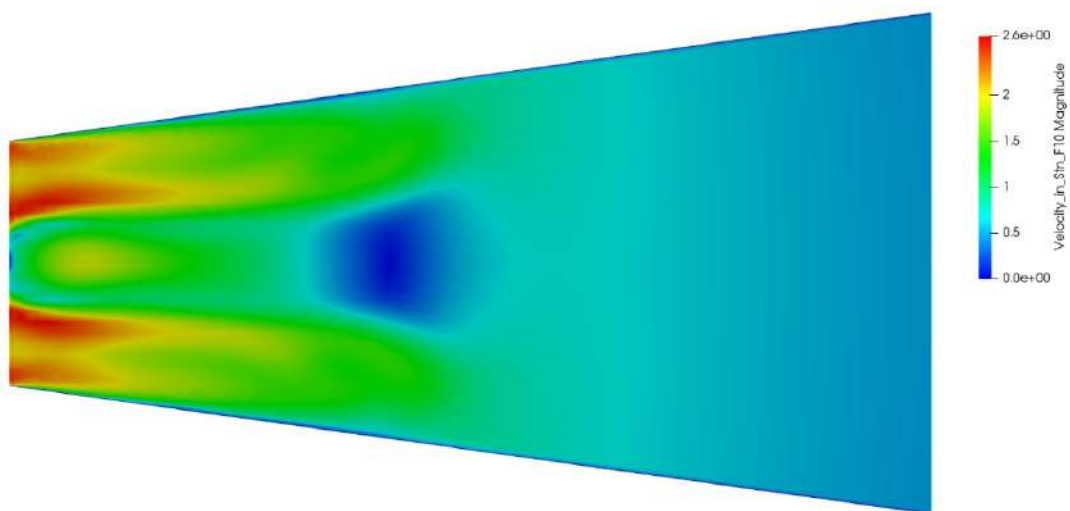


Рисунок 7.48 – Розподіл абсолютної швидкості в відсмоктуючій трубі капсульного гідроагрегату

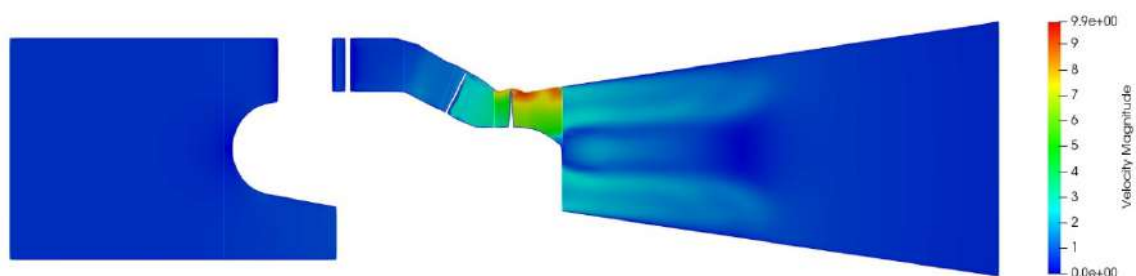


Рисунок 7.49 – Розподіл відносної швидкості в меридіональному перетині капсульного гідроагрегату

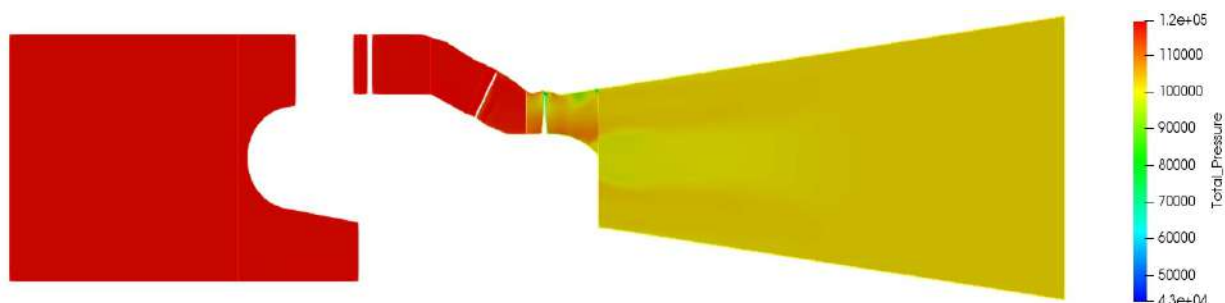


Рисунок 7.50 – Розподіл повного тиску в меридіональному перетині капсульного гідроагрегату

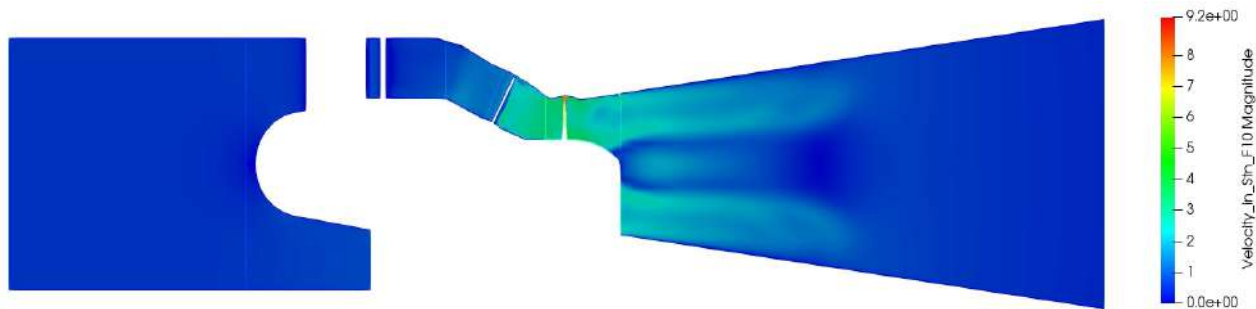


Рисунок 7.51 – Розподіл абсолютної швидкості в меридіональному перетині капсульного гідроагрегату

7.4.1.4. Розрахунок гідравлічних втрат в елементах проточної частини

Сумарні гідравлічні втрати в підводі, НА, відсмоктуючій трубі обчислювалися як різниця повної енергії на вході та виході, поділена на питому вагу.

$$h = \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}}{\rho g}, \quad (7.7)$$

де $P_{\text{вх}}$ – тиск у вхідному перетині, $P_{\text{вих}}$ – тиск у вихідному перетині, ρ – густина рідини.

Сумарні гідравлічні втрати в РК обчислювалися за формулою:

$$h_{\text{РК}} = 1 - \eta_{\text{Г}} = 1 - \frac{N_{\text{еф}}}{\rho g Q_{\text{к}} H_{\text{к}}} = 1 - \frac{M\omega}{\rho g Q_{\text{к}} H_{\text{к}}}, \quad (7.8)$$

де $\eta_{\text{Г}}$ – гідравлічний ККД, $N_{\text{еф}}$ – ефективна потужність гідротурбіни, $Q_{\text{к}}$ – витрата рідини через робоче колесо, $H_{\text{к}}$ – напір на робочому колесі, M – момент на валу гідроагрегату, ω – кутова швидкість.

Гідравлічний ККД гідротурбіни ПЛ15-ГК визначався за формулою:

$$\eta_{\text{Г}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\rho g Q H} = \frac{M\omega}{\rho g Q H}, \quad (7.9)$$

де Q – витрата рідини через гідротурбіну, H – напір гідротурбіни.

Значення моменту M на валу гідроагрегату було отримано в результаті чисельного експерименту.

В таблиці 7.1 приведено значення величин втрат в елементах проточної частини гідротурбіни ПЛ15-ГК, що отримані в результаті розрахунків у програмах FlowVision, Ansys, OpenFoam.

Таблиця 7.1 – Гідравлічні втрати в проточній частині

Елементи проточної частини	Програмні комплекси		
	FlowVision	Ansys CFX	OpenFoam
Підвід, %	1,5	1,2	1,3
Робоче колесо, %	3,2	3,8	3,7
Відсмоктуюча труба, %	2,4	2,7	2,2
Сумарні втрати в ПЧ, %	7,1	7,7	7,2

В таблиці 7.2 представлено порівняння гідравлічного ККД для оптимального режиму роботи гідротурбіни, розрахованого по трьом програмним комплексам (по формулі 7.9), з гідравлічним ККД згідно універсальної характеристики ПЛ 15/984-ГК-46.

Таблиця 7.2 – Гідравлічний ККД гідротурбіни ПЛ15-ГК

	Гідравлічний ККД, %
FlowVision	93,2
Ansys CFX	92,2
OpenFoam	93,0
Універсальна характеристика ПЛ 15/984-ГК-46	92,5

7.4.1.5. Аналіз та порівняння результатів чисельного дослідження, отриманих в програмах FlowVision, Ansys та OpenFOAM

Аналізуючи результати чисельного розрахунку потоку в ПЧ гідротурбіни ПЛ15-ГК можна виділити наступні моменти:

- течія в підводі рівномірна, без суттєвих відривів потоку (рис. 7.8, 7.34-7.36, 7.49-7.51);
- обтікання колон статора та лопаток направляючого апарату проходить без суттєвих відривів потоку (рис. 7.6, 7.33-7.34);
- в робочому колесі в районі вхідної кромки спостерігається наявність піків швидкостей (рис. 7.34);
- мінімальні величини тиску спостерігаються на тильній стороні лопаті (рис. 7.29, 7.36);
- течія рідини в ВТ характеризується нерівномірністю значень швидкості (рис. 7.8, 7.47-7.48). Як видно з рисунку 7.33 за обтікачем РК спостерігається незначне вихроутворення;
- отримані в результаті чисельного експерименту значення гідравлічного ККД гідротурбіни для всіх трьох програмних комплексів адекватно співпадають з аналогічними значеннями експериментальних досліджень (універсальна характеристика ПЛ 15/984-ГК-46); розбіжність складає близько 0,5%.

Як видно з рис. 7.8 – 7.51 значення швидкостей потоку, тиску в характерних перетинах та характер їх розподілення, розраховані за допомогою Ansys, FlowVision та OpenFoam фактично не відрізняються.

7.4.2. Чисельне моделювання потоку в радіально-осьовій гідротурбіні РО 310

Метою даного дослідження є визначення енергетичних характеристик високонапірної радіально-осьової гідротурбіни РО 310 (для двох модифікацій робочого колеса) з використанням програмного комплексу OpenFOAM та вибір модифікації з кращими енергетичними показниками на основі проведеного чисельного експерименту.

7.4.2.1. Методика розрахунку просторової течії для високонапірної гідротурбіни РО 310

Об'єкт дослідження. Умови проведення розрахунків. В якості об'єкта дослідження було розглянуто проточну частину гідротурбіни РО 310 (спіральна камера, статор, направляючий апарат, робоче колесо, відсмоктуюча труба).

Основні геометричні характеристики елементів ПЧ:

1) спіральна камера металева з круглими та еліптичними меридіональними перетинами; кут обхвату в плані $\varphi_{сп}=345^\circ$. Статор складається з 19 колон, включаючи зуб спіралі;

2) профіль лопатки направляючого апарату симетричний, висота $b_0=0,12 D_1$, діаметр розташування осей повороту лопаток $D_0=1,2 D_1$, число лопаток $z_0=24$;

3) число лопатей робочого колеса $z_1=15$ (модифікація 1), $z_1=17$ (модифікація 2);

4) параметри відсмоктуючої труби : висота $h=3,95D_1$, довжина $L=4D_1$, коліно типу КУ-3РО.

Створення геометричної моделі проточної частини РО 310.

На першому етапі було створено повну тривимірну модель об'єкта дослідження, а саме гідротурбіни РО 310 у CAD системі (рис. 7.52).



Рисунок 7.52 – Повна геометрія проточної частини гідротурбіни РО 310

На другому етапі було побудовано геометрію об'єкта дослідження (рис. 7.53), яка в подальшому буде використовуватися для створення сітки та чисельного розрахунку тривимірного потоку, використовуючи «секторний» підхід, коли складні криволінійні елементи конструкції гідротурбіни замінюються секторами (див. розділ 7.3.1.2).

Просторову модель об'єкта дослідження, а саме гідротурбіни РО 310 представлено на рис. 7.53.

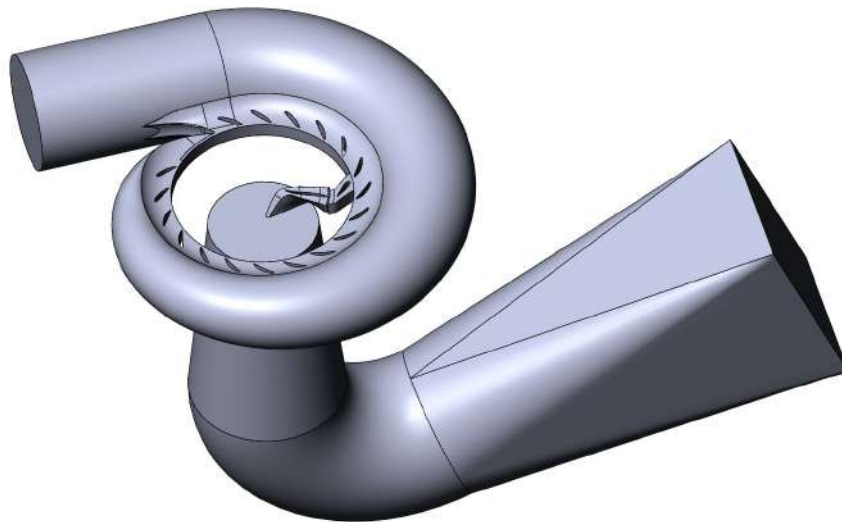


Рисунок 7.53 – Геометрія проточної частини з розділенням на сектори

Математична модель. Одним з головних етапів вирішення задачі є вибір моделі розрахунку.

На першому розрахунковому етапі середовище припускається однофазним нестискуваним в'язким, течія – турбулентна. Процес, що моделюється припускається ізотермічним.

Критерієм турбулентності є число Рейнольдса.

Для математичного моделювання турбулентної течії в ПЧ гідротурбіни РО 310 було використано систему рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності (7.10), осереднених по Рейнольдсу [1, 6].

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u'_i u'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \end{cases} \quad (7.10)$$

Для замикання системи рівнянь (4.10) в даній роботі була використана k - ε модель турбулентності.

Завдання граничних умов.

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК $D_1=1$ м при напорі $H=1$ м для оптимального режиму роботи гідротурбіни, згідно універсальної характеристики РО 310/1107-B-38,8. Відкриття НА для оптимального режиму $a_0=51,55$ мм (для $D_1=1$ м). Приведені оберти $n'_l = 63,5$ об/хв.

На межах розрахункових областей задавалися наступні параметри:

- на вході – масова режимна витрата;
- на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);
- на виході – статичний тиск $P=101325$ Па.

Завдання вихідної розрахункової сітки.

Дискретизацію досліджуваної проточної частини виконано з допомогою неструктурованої сітки з комірками тетраедральної форми з локальним згущенням біля кромок колон статора, лопаток НА, лопатей РК (рис. 7.54).

Загальне число елементів – 7,5 млн: СК з колонами статора – 3,1 млн; один міжлопатковий канал НА – 500 тис.; один міжлопатевий канал РК – 2,7 млн; відсмоктуюча труба – 1,2 млн.

Для якісного описання пограничного шару на стінках областей будувалися призматичні комірки.

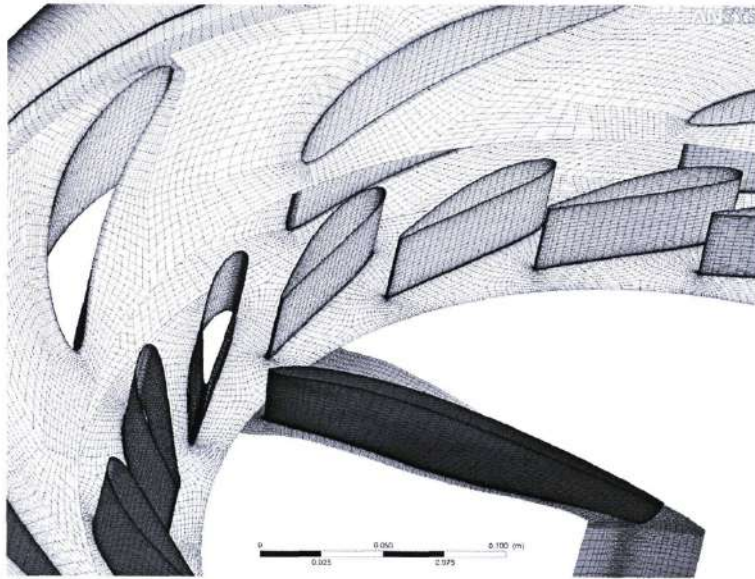


Рисунок 7.54 – Розрахункова сітка моделі

Чисельне дослідження потоку в проточній частині РО 310 для двох модифікацій робочого колеса.

Згідно рекомендацій, прийнятих в гідротурбобудуванні, для напорів вище 300 м число лопатей робочого колеса приймають $z=13-19$ [2].

В даній роботі було проведено чисельне дослідження просторового потоку для двох варіантів ПЧ:

- 1) ПЧ гідротурбіни РО 310 з робочим колесом з 15 лопатями (модифікація 1);
- 2) ПЧ гідротурбіни РО 310 з робочим колесом з 17 лопатями (модифікація 2).

В результаті проведення чисельного експерименту отримано і проаналізовано наступні дані для двох модифікацій РК:

- візуалізацію потоку (поля швидкостей та тисків) в характерних перетинах ПЧ гідротурбіни РО 310;
- епюри розподілу швидкостей та тиску вздовж лицьової та тильної поверхонь лопаті робочого колеса;
- гідравлічний момент на валу гідроагрегату;

- гідравлічний ККД гідротурбіни;
- значення гідравлічних втрат енергії у підводі, робочому колесі та відсмоктуючій трубі.

7.4.2.2. Візуалізація результатів чисельного експерименту для двох модифікацій гідротурбіни РО310

Модифікація 1.

На рис. 7.55 – 7.57 приведено візуалізацію частини результатів розрахунку просторового потоку в пакеті OpenFOAM для модифікації 1 (гідротурбіна РО 310 з робочим колесом, що має 15 лопатей).

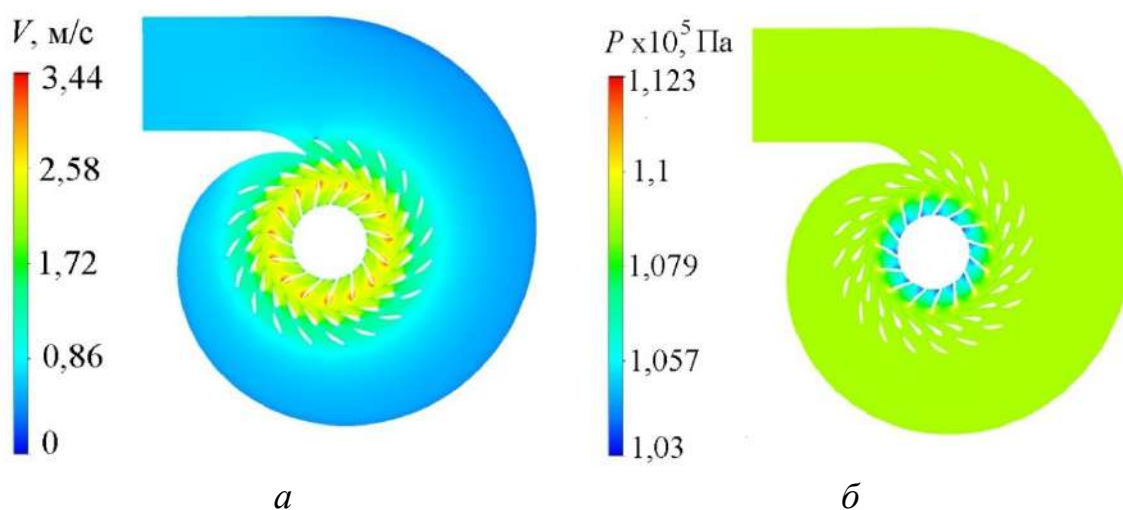


Рисунок 7.55 – Розподіл кінематичних параметрів в середньому перетині по висоті направляючого апарату: *а* – абсолютна швидкість; *б* – повний тиск

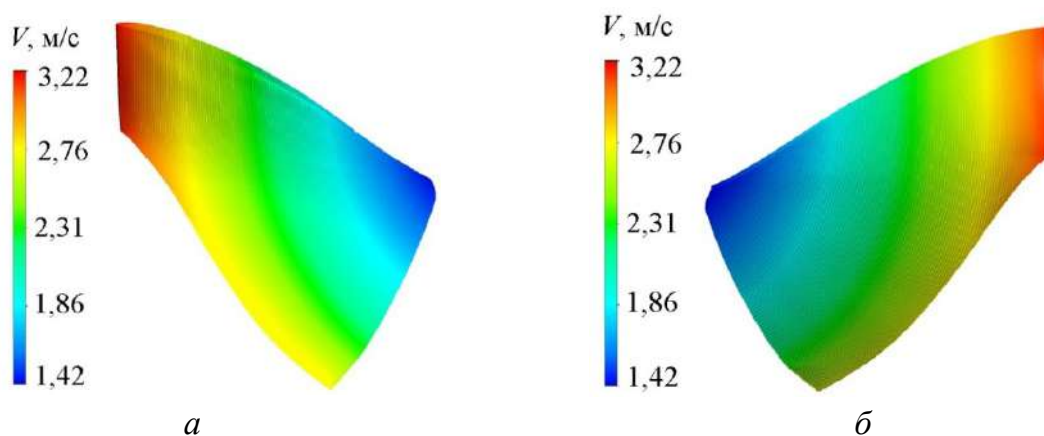


Рисунок 7.56 – Розподіл швидкостей вздовж поверхонь лопаті робочого колеса: *а* – лицьова сторона; *б* – тильна сторона

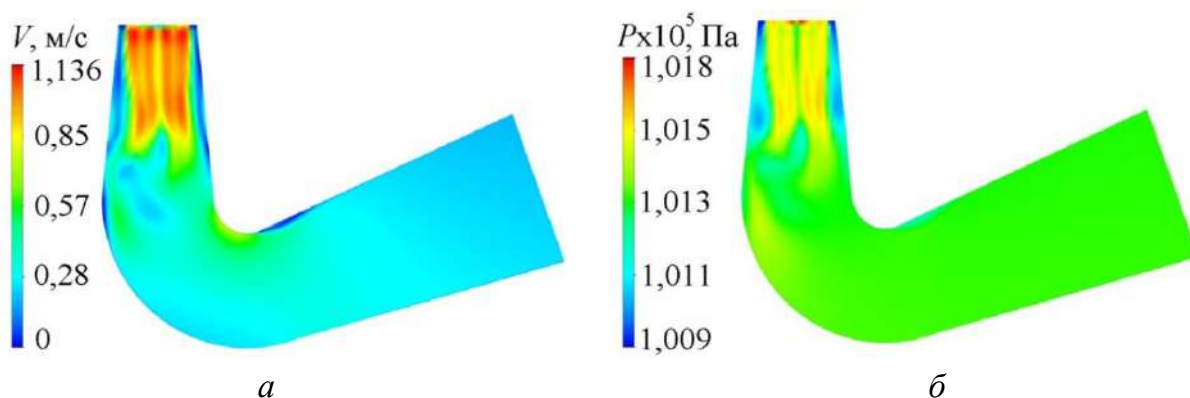


Рисунок 7.57 – Розподіл кінематичних параметрів у відсмоктуючій трубі:
 a – абсолютна швидкість; b – повний тиск

Модифікація 2.

На рис. 7.58–7.60 приведено візуалізацію частини результатів розрахунку просторового потоку для модифікації 2 (гідротурбіна РО 310 з робочим колесом, що має 17 лопатей).

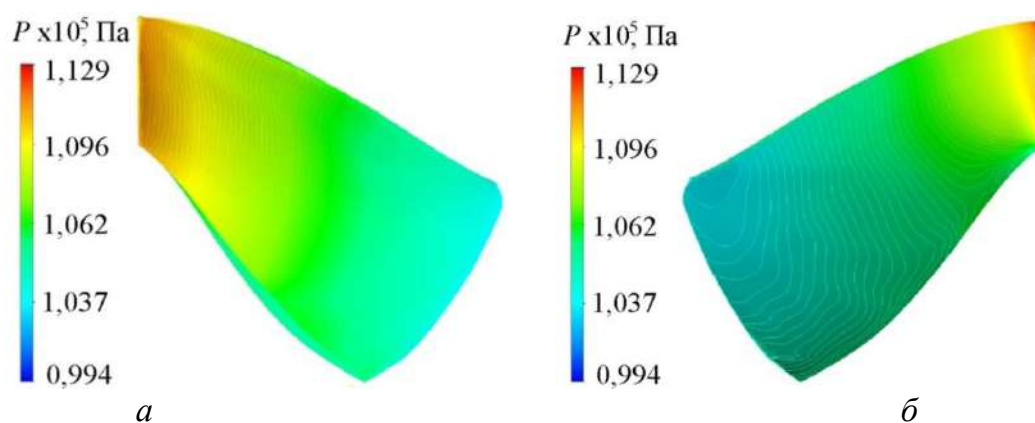


Рисунок 7.58 – Розподіл повного тиску вздовж поверхонь лопаті робочого колеса: a – лицьова сторона; b – тильна сторона

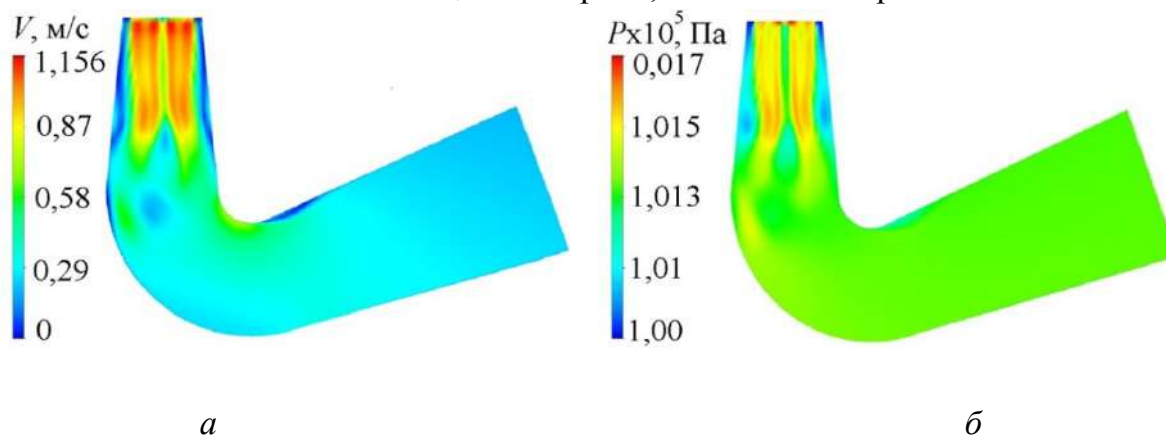


Рисунок 7.59 – Розподіл кінематичних параметрів у відсмоктуючій трубі:
 a – абсолютна швидкість; b – повний тиск

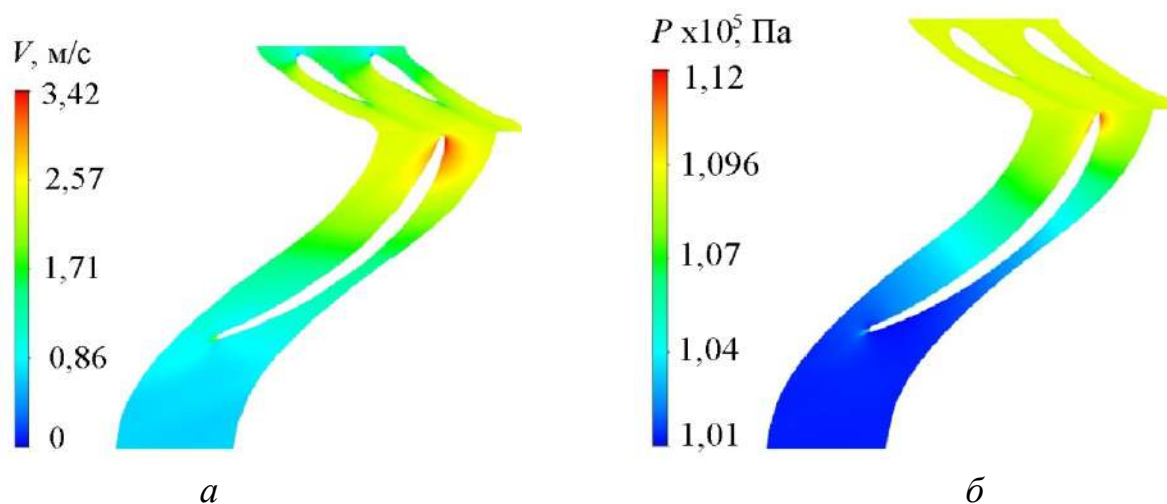


Рисунок 7.60 – Кінематичні параметри потоку у решітках НА та РК:
 a – швидкість; b – повний тиск

Аналіз отриманих результатів чисельного моделювання

Аналізуючи результати чисельного розрахунку потоку в ПЧ гідротурбіни РО 310 можна виділити наступні моменти:

- характер течії у всіх елементах проточної частини фактично однаковий як для модифікації 1, так і для модифікації 2, відрізняються лише чисельні значення величин;
- течія в спіральній камері рівномірна (рис. 7.55);
- обтікання колон статора та лопаток направляючого апарату проходить без суттєвих відривів потоку (рис. 7.55, 7.60);
- в робочому колесі в районі вхідної кромки спостерігається наявність піків швидкостей (рис. 7.56, 7.60);
- мінімальні величини тиску спостерігаються на тильній стороні лопаті вздовж вихідної кромки (рис. 7.58);
- течія рідини в ВТ характеризується нерівномірністю значень швидкості (рис. 7.57, 4.59). У вертикальному дифузорі за обтікачем спостерігається вихровий джгут (рис. 7.57, 7.59). В коліні і у вихідному дифузорі є так звані застійні зони, де швидкість потоку близька до нуля (рис. 7.57, 7.59).

7.4.2.3. Розрахунок гідравлічних втрат в елементах проточної частини

Гідравлічні втрати в елементах проточної частини гідротурбіни визначалися по методиці, приведеній в розділі 7.4.1.4.

В табл. 7.3 приведено значення величин втрат в елементах проточної частини гідротурбіни РО 310 для двох модифікацій РК.

В табл. 7.4 представлено порівняння значень гідравлічного ККД, отриманих у результаті чисельного експерименту з ККД згідно універсальної характеристики модельної гідротурбіни РО 310/1107-В-38,8 для оптимального режиму роботи гідроагрегату.

Таблиця 7.3 – Гідравлічні втрати в проточній частині

Елементи проточної частини	Модифікація 1 (15 лопатей)	Модифікація 2 (17 лопатей)
Підвід (СК+статор+НА), %	2,0	2,1
Робоче колесо, %	3,8	4,0
Відсмоктуюча труба, %	2,1	2,3

Аналізуючи таблицю 7.3 можна зробити висновок, що модифікація 1 має менші значення гідравлічних втрат у всіх елементах проточної частини в порівнянні з модифікацією 2.

Таблиця 7.4 – Гідравлічний ККД гідротурбіни РО 310 (на оптимальному режимі роботи)

Гідравлічний ККД, %	Модифікація 1 (15 лопатей)	Модифікація 2 (17 лопатей)
ККД гідротурбіни (по універсальній характеристиці РО 310/1107-В-38,8)	92,4	
ККД гідротурбіни (за результатами чисельного експерименту)	92,1	91,6

З табл. 7.4 видно, що отримані в результаті чисельного дослідження значення гідравлічного ККД гідротурбіни адекватно співпадають з аналогічними значеннями експериментальних досліджень (універсальна характеристика РО 310/1107-В-38,8).

7.4.3. Чисельне дослідження потоку в підводі гідротурбіни ПЛ 20 для різних модифікацій колон статора

У даному розділі розглянуто чисельне дослідження потоку в підводі (спіральна камера та статор) гідротурбіни ПЛ20 з використанням програмного комплексу CFD.

Об'єкт дослідження. Умови проведення розрахунків

В якості об'єкта дослідження було розглянуто підвід (СК з решіткою статора) осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни ПЛ 20.

Основні геометричні характеристики СК: симетричні трапецеїдальні меридіональні перетини; кут обхвату в плані $\varphi_{\text{сп}}=210^\circ$; на вході встановлено опорний бичок, який розділяє потік на два рівних за площею канали. Статор складається з 12 колон, включаючи зуб спіралі.

В результаті проведення чисельного експерименту отримано і проаналізовано наступні дані для різних модифікацій колон статора:

- візуалізацію потоку (поля швидкостей) в характерних перетинах підводу гідротурбіни ПЛ20;
- епюри розподілу швидкостей вздовж перетинів колон статора;
- значення гідравлічних втрат енергії у підводі.

На основі даного аналізу було вибрано найкращий варіант підводу з мінімальними втратами та найкращою картиною течії в проточній частині.

Чисельне дослідження проводилося для трьох варіантів підводу:

1) Спіральна камера з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) однакової форми, розміщених рівномірно вздовж периметру статора (модифікація 1);

2) Спіральна камера з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) – 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери (модифікація 2);

3) Спіральна камера з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) з 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери (зміненої форми, у порівнянні з модифікацією 2, на основі аналізу результатів чисельного експерименту) та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери (модифікація 3).

Вибір математичної моделі та моделі турбулентності

В даній роботі була використана модель турбулентності «Стандартна k - ϵ модель» (опис у розділі 7.3.1.1.).

Завдання граничних умов

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК $D_1=1$ м при напорі $H=1$ м для оптимального режиму роботи гідротурбіни (згідно універсальної характеристики ПЛ 20/811-B-50).

На межах розрахункових областей задавалися наступні параметри:

- на вході – масова режимна витрата $Q'_f = 1160$ л/с;
- на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);
- на виході – статичний тиск $P=101325$ Па.

Завдання вихідної розрахункової сітки

Дискретизацію досліджуваної проточної частини підводу виконано з допомогою неструктурованої сітки з комірками тетраедральної форми з локальним згущенням біля кромek колон статора.

Загальне число елементів СК з колонами статора – 3,2 млн (рис. 7.61).

Для якісного описання пограничного шару на стінках області будувалися призматичні комірки.

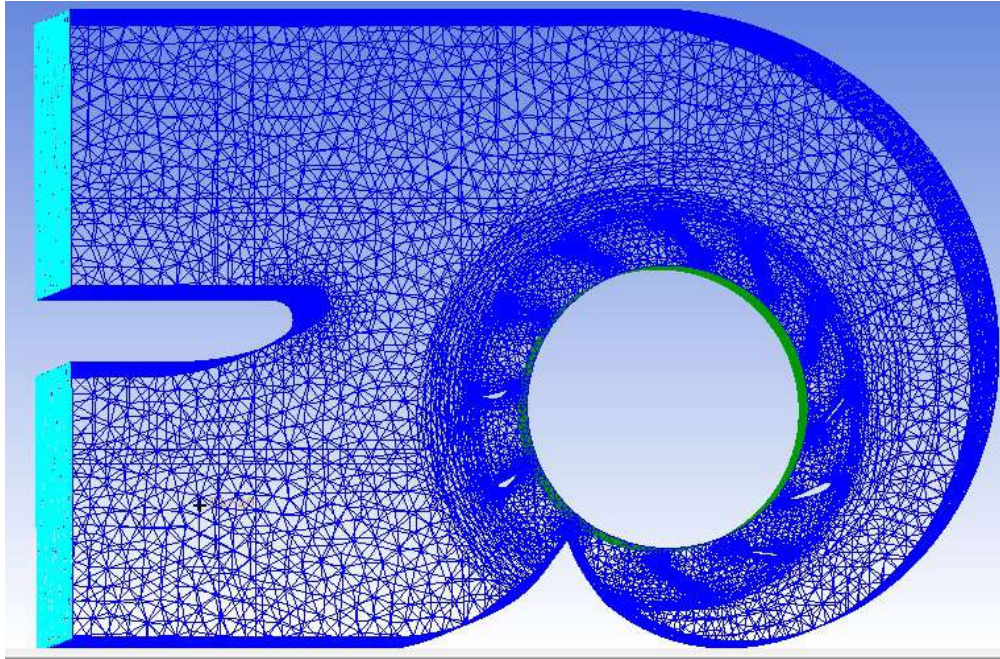


Рисунок 7.61 – Розрахункова сітка моделі підводу

Модифікація 1

На рис. 7.62 зображено геометрію моделі підводу з колонами статора однакової форми вздовж периметру статора. Слід одразу відзначити, що така форма колон статора у відкритій частині СК не використовується у гідротурбобудуванні. Чисельне дослідження течії при такій модифікації виконане виключно для візуалізації відривних течій, що приводять до збільшення гідравлічних втрат та погіршення структури потоку перед лопатками направляючого апарату.

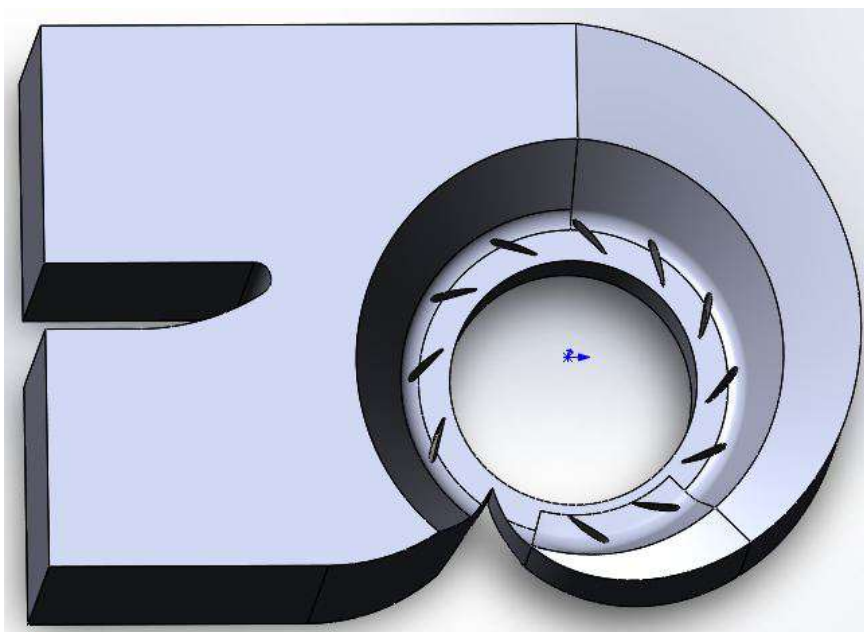


Рисунок 7.62 – Геометрія підводу з однаковими колонами статору (модифікація 1)

На рис 7.63-7.66 приведено візуалізацію результатів розрахунку просторового потоку для модифікації 1.

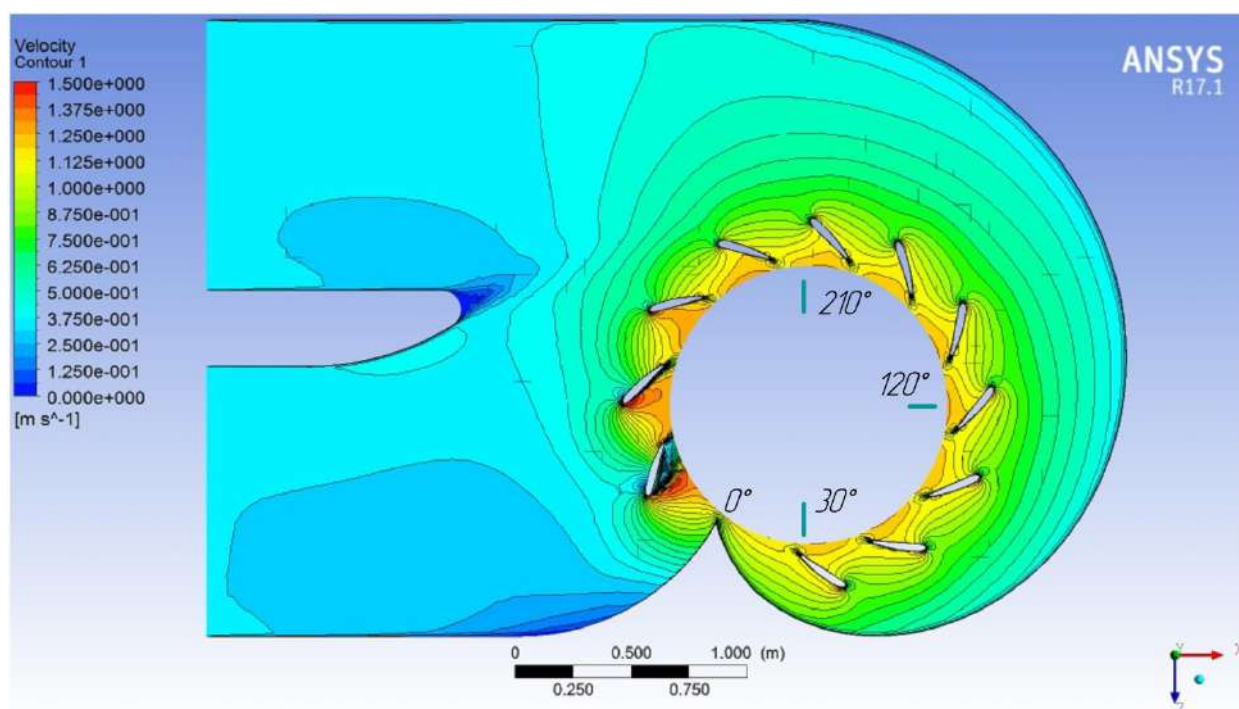


Рисунок 7.63 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 1) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

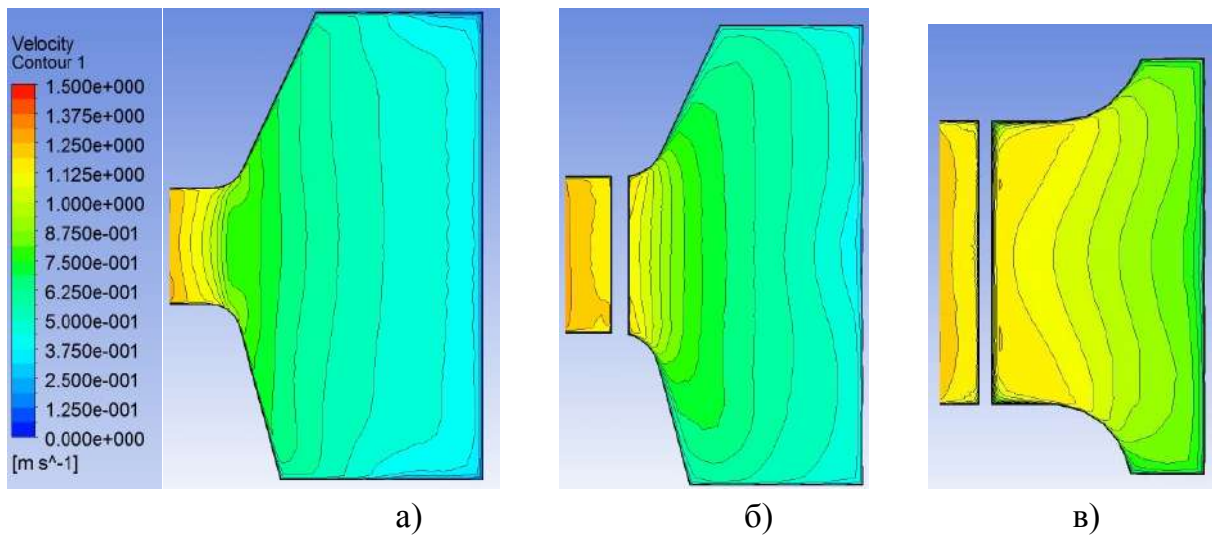


Рисунок 7.64 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 1) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с):

а) $\phi_{сп} = 210^\circ$ б) $\phi_{сп} = 120^\circ$ в) $\phi_{сп} = 30^\circ$

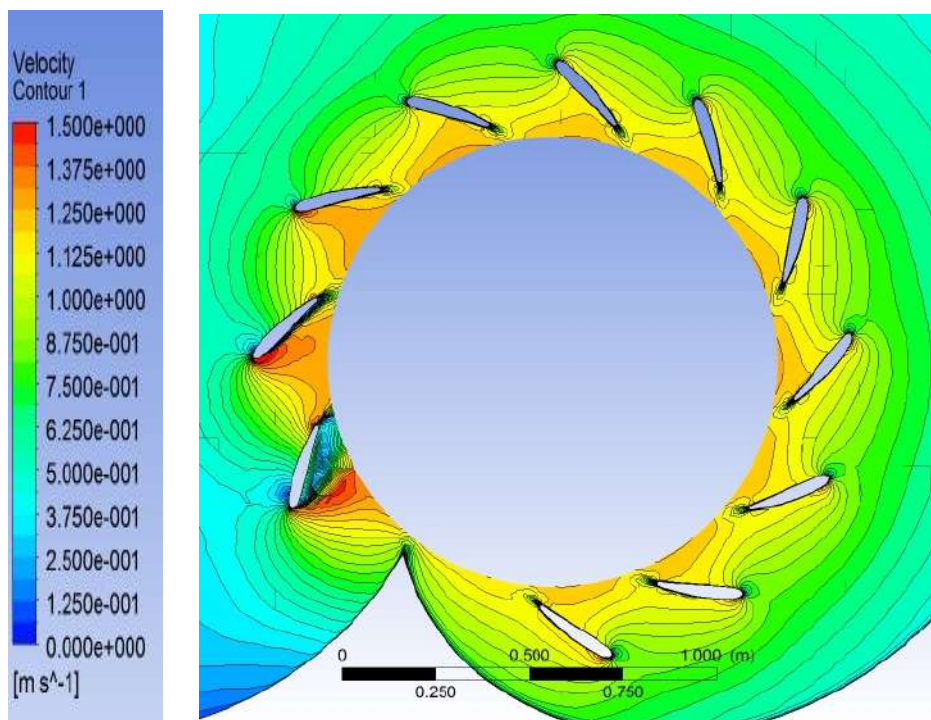


Рисунок 7.65 – Обтікання статорних колон (модифікація 1) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

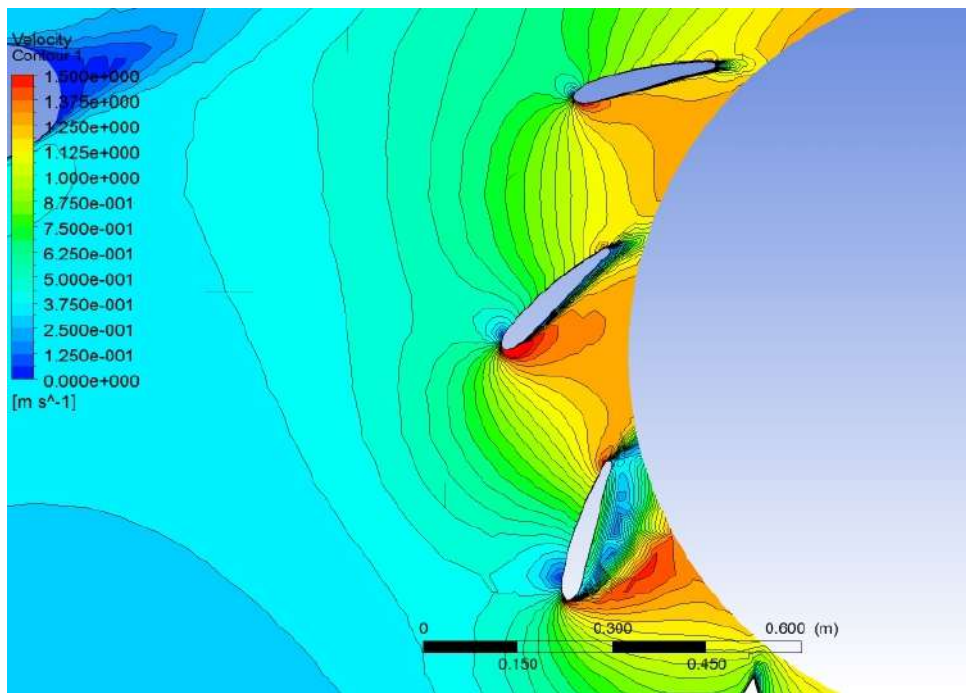


Рисунок 7.66 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 1) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

Проведемо аналіз отриманих результатів чисельного експерименту підводу з колонами статору однакової форми (модифікація 1).

На рис. 7.64 наведено ізолінії абсолютної швидкості меридіональних перетинах спіральної камери, відповідних кутам обхвату $\varphi_{сп}=30^\circ$, $\varphi_{сп}=120^\circ$ і $\varphi_{сп}=210^\circ$. Значення абсолютної швидкості зростає при наближенні до колон статора. По висоті перетинів спостерігається рівномірний розподіл швидкості.

На рис. 7.63, 7.65, 4.66 приведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 1) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с). Як видно з цієї візуалізації, обтікання семи колон, розташованих в спіральній частині камери є рівномірним. У цій області піки швидкостей на вході невеликі, і, отже, невеликі ударні втрати, гідродинамічний слід за колонами незначний. У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони однакової форми, обтікання погіршується: спостерігаються значні відриви потоку на перших двох колонах після зубу спіралі, а за колонами присутній розвинений гідродинамічний слід.

Отже, при установці симетричних колон статора, СК не виконує своєї функції, а саме формування рівномірного осесиметричного підведення потоку на вході в решітку НА.

Сумарні втрати в підводі (спіральна камера, статор) обчислювалися як різниця повної енергії на вході та виході, поділена на питому вагу.

$$h = \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}}{\rho g},$$

де $P_{\text{вх}}$ – тиск у вхідному перетині, $P_{\text{вих}}$ – тиск у вихідному перетині, ρ – густина рідини.

Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 1) по результатам розрахунку склали 1,5 %.

Модифікація 2

При побудові другої модифікації було використано рекомендації [44], які прийняті в гідротурбобудуванні при проектуванні колон статора.

Для забезпечення осесиметричного потоку на вході в направляючий апарат кут потоку δ на виході з колон повинен бути однаковим по всьому периметру статора. Кут $\delta_{\text{вх}}$ потоку на вході в колони статора різний в залежності від їх розміщення у відкритій частині камери. У відкритій частині камери кут δ спочатку зменшується до нуля, а потім приймає від’ємне значення біля зуба спіралі. Тому форму колон біля зуба виконують від’ємної кривизни. Форма колон в спіральній частині однакова [44].

На рис. 7.67 зображено геометрію моделі підводу з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) – 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери.

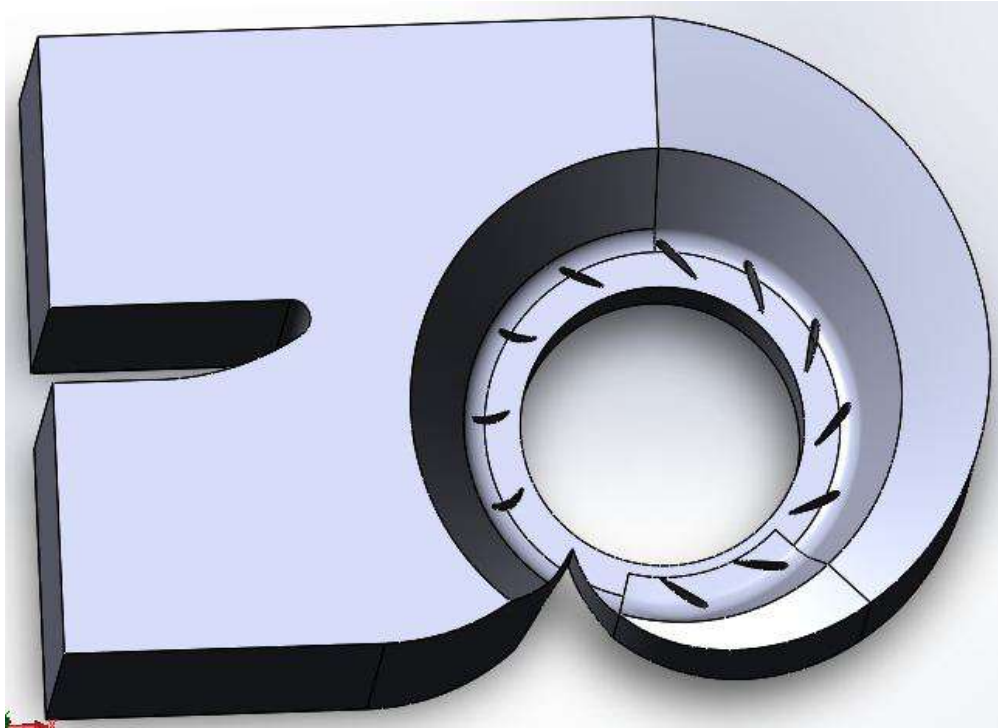


Рисунок 7.67 – Геометрія підводу (модифікація 2)

На рис. 7.68 – 7.71 приведено візуалізацію потоку у підводі (модифікація 2) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с).

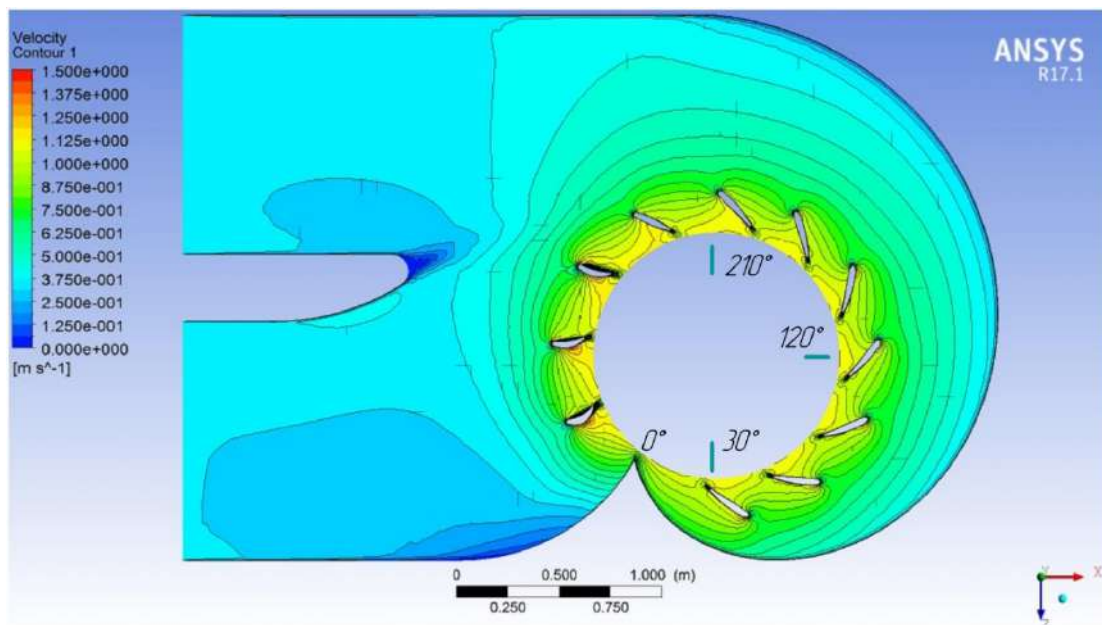


Рисунок 7.68 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 2) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

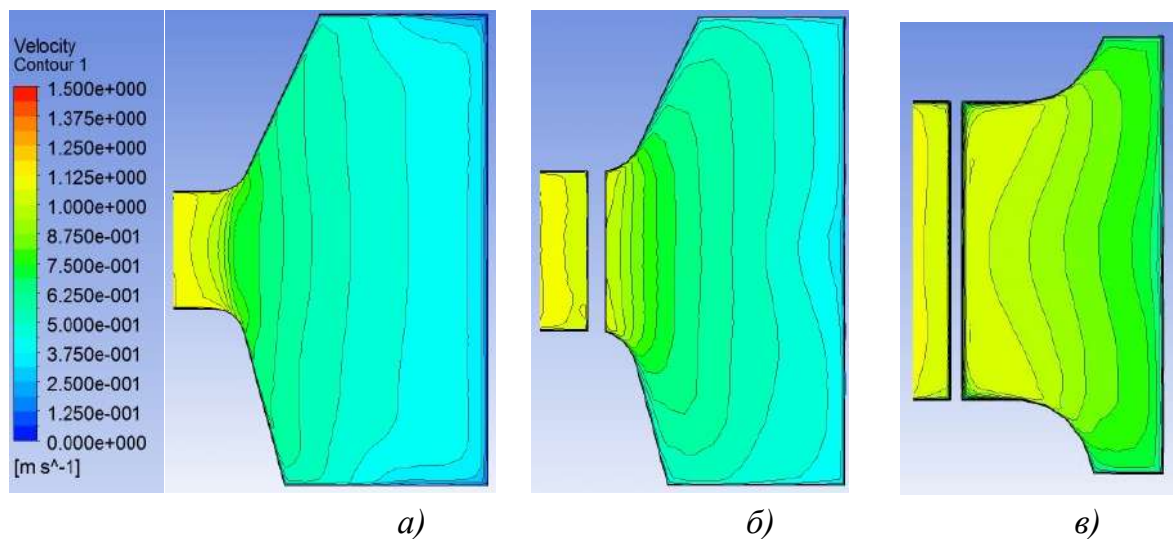


Рисунок 7.69 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 2) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с):

а) $\phi_{сп}=210^\circ$ б) $\phi_{сп}=120^\circ$ в) $\phi_{сп}=30^\circ$

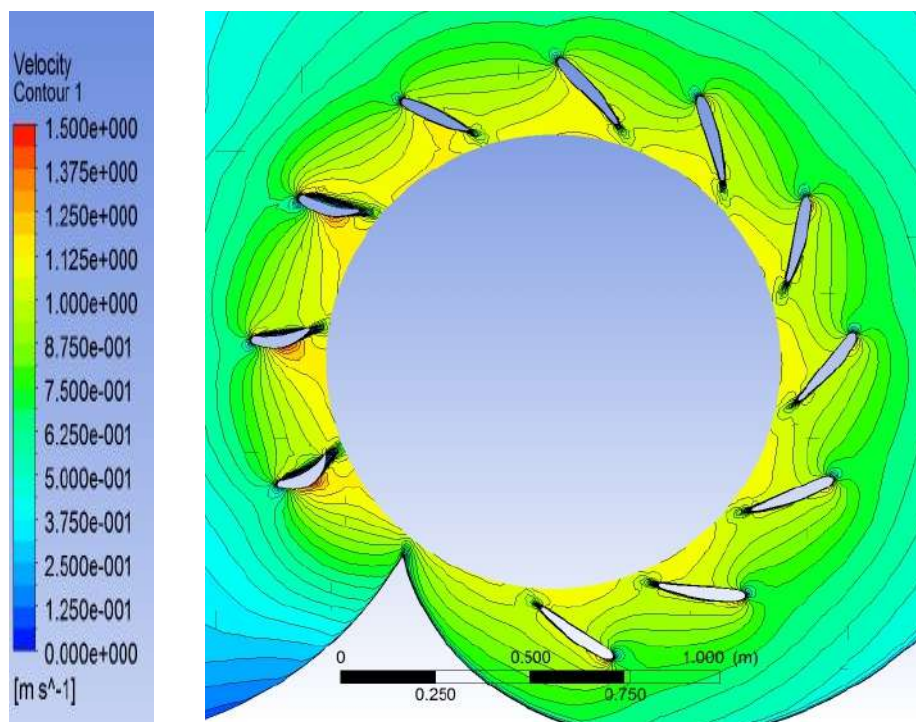


Рисунок 7.70 – Обтікання статорних колон (модифікація 2) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

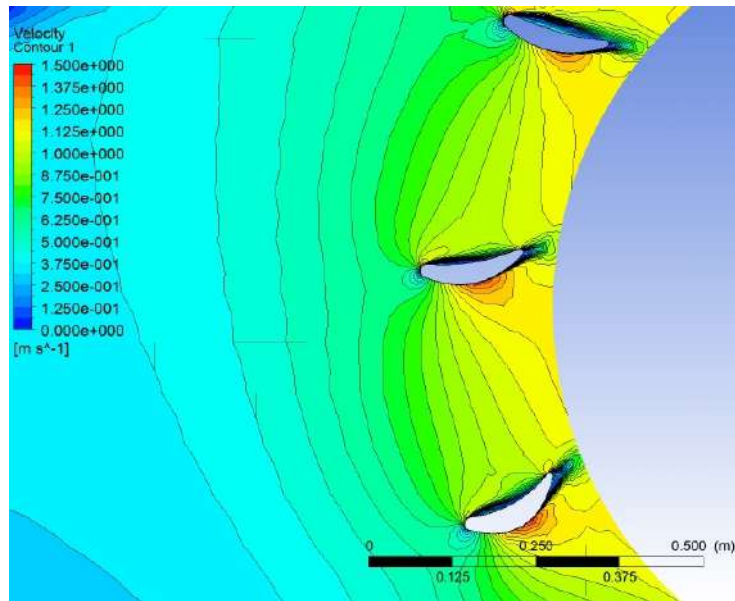


Рисунок 7.71 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 2) на оптимальному режимі ($Q'_l = 1160$ л/с)

Проведемо аналіз отриманих результатів чисельного експерименту підводу (модифікація 2).

На рис. 7.69 наведено ізолінії абсолютної швидкості меридіональних перетинах спіральної камери, відповідних кутам обхвату $\varphi_{сп}=30^\circ$, $\varphi_{сп}=120^\circ$ і $\varphi_{сп}=210^\circ$. Значення абсолютної швидкості зростає при наближенні до колон статора. По висоті перетинів спостерігається рівномірний розподіл швидкості. У порівняння з модифікацією 1 абсолютна швидкість на виході з колон статора дещо менша.

На рис. 7.68, 7.70, 7.71 наведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині на оптимальному режимі ($Q'_l = 1160$ л/с); як видно з цієї візуалізації, картина течії у спіральній частині камери така ж як і в першій модифікації. У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони різної форми, спостерігаються невеликі відриви потоку на перших трьох колонах після зуба спіралі. Але в порівнянні з першою модифікацією течія по всьому периметру статору більш рівномірна, без значних відривів потоку.

Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 2) по результатам розрахунку склали 0,7 %.

Модифікація 3

Проаналізувавши результати чисельного дослідження потоку в підводі з колонами статора різної форми (модифікація 2) було зроблено висновок, що ця модифікація краща за першу, без значних відривів потоку, з меншими втратами в проточній частині. Але на перших трьох колонах після зуба у відкритій частині камери все таки присутні відриви потоку і значення швидкості потоку на спинці профілю збільшується. Тому у третій модифікації було дещо змінено форму цих трьох колон. З умовою збереження вихідного кута δ було змінено кривизну профілю та кут $\delta_{\text{вх}}$.

На рис. 7.72 зображено геометрію моделі підводу з 12 колонами статора (включаючи зуб спіралі) з 4-ма колонами різної форми у відкритій частині спіральної камери (зміненої форми, у порівнянні з модифікацією 2, на основі аналізу результатів чисельного експерименту) та 7-ма колонами однакової форми в спіральній частині камери (модифікація 3).

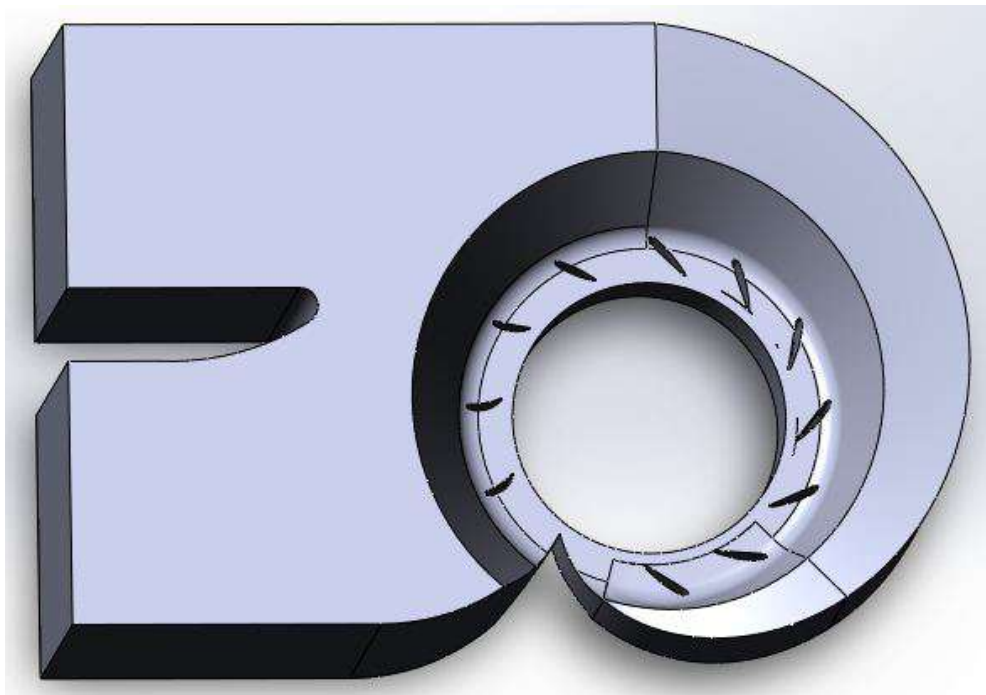


Рисунок 7.72 – Геометрія підводу (модифікація 3)

На рис. 7.73–7.76 приведено візуалізацію потоку у підводі (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с).

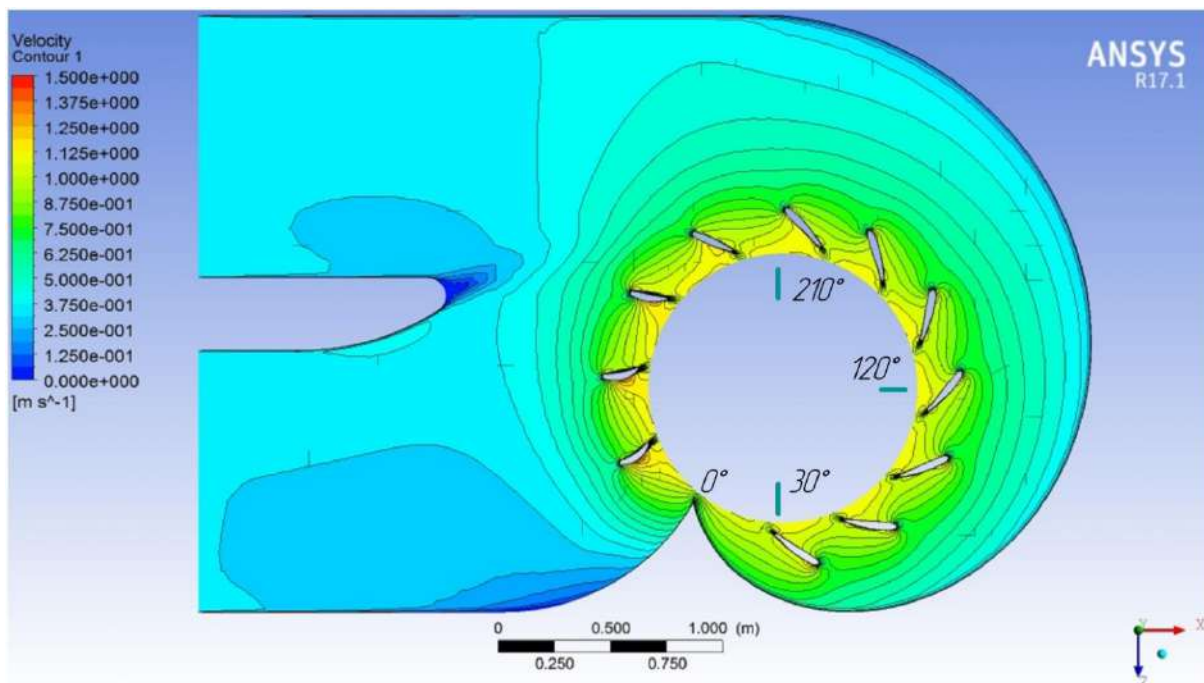


Рисунок 7.73 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

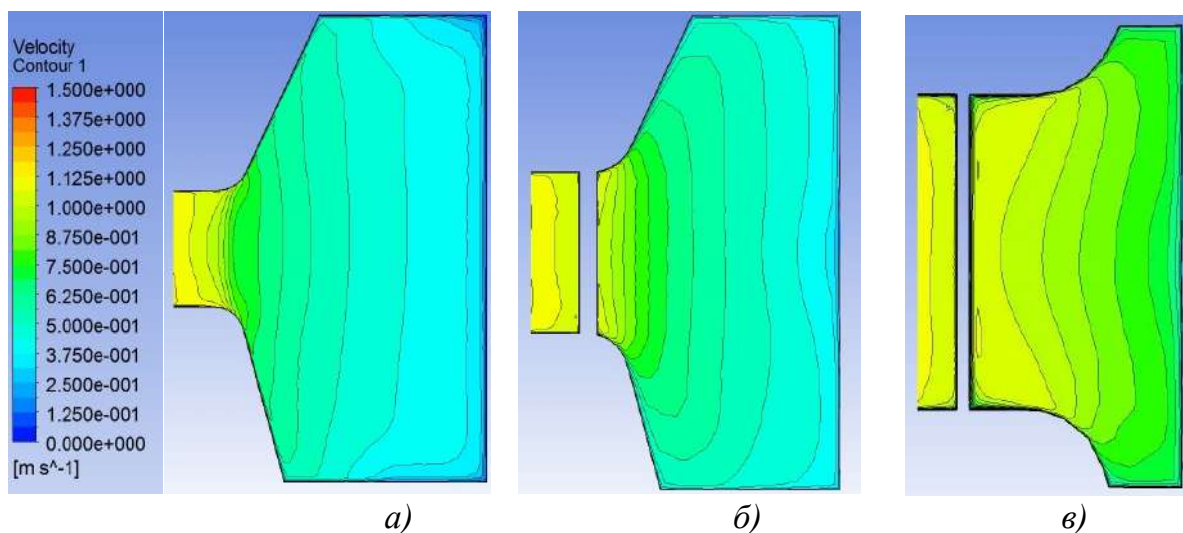


Рисунок 7.74 – Поля абсолютної швидкості у меридіональних перетинах СК (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с):

а) фсп=210° б) фсп=120° в) фсп=30°

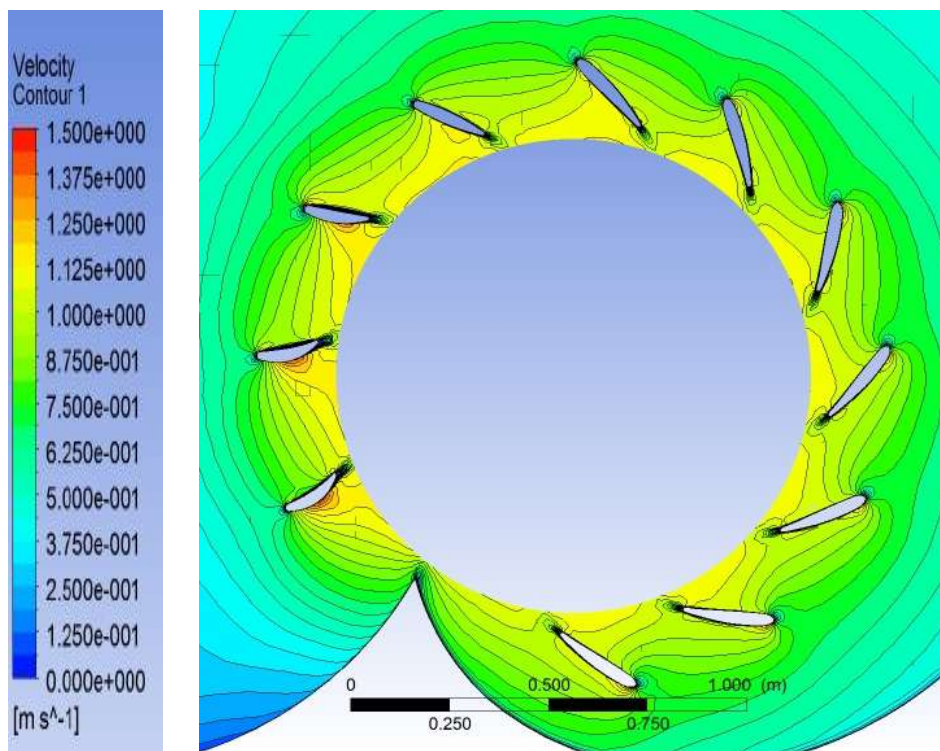


Рисунок 7.75 – Обтікання статорних колон (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

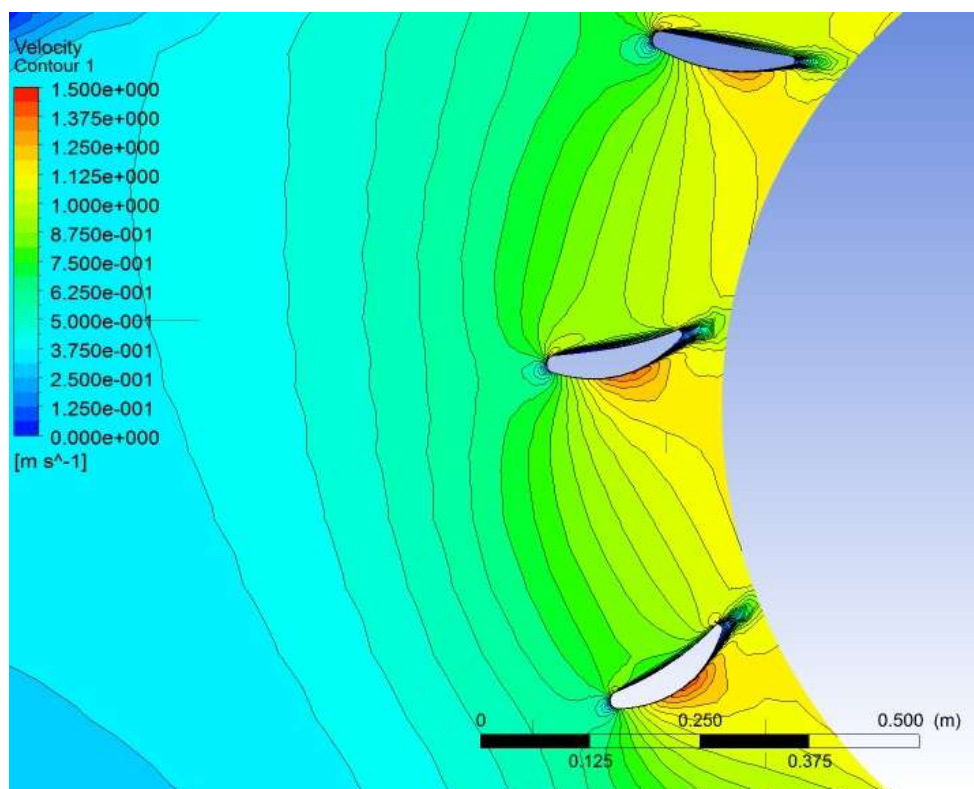


Рисунок 7.76 – Обтікання трьох перших статорних колон після зуба СК (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с)

Проведемо аналіз отриманих результатів чисельного експерименту підводу з колонами статору зміненої форми (модифікація 3).

Картина течії в меридіональних перетинах (рис. 7.74) схожа на попередню (модифікація 2; рис. 7.69) як по значенням абсолютних швидкостей, так і по розподілу вздовж перетинів.

На рис. 7.73, 7.75, 7.76 наведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині (модифікація 3) на оптимальному режимі ($Q'_I = 1160$ л/с); як видно з цієї візуалізації, обтікання семи колон, розташованих в спіральній частині камери є рівномірним. У відкритій частині камери, де встановлені чотири колони різної форми, геометрію яких було змінено у порівнянні з другою модифікацією, відриви потоку стали меншими і картина течії в проточній частині підводу покращилась.

Гідравлічні втрати в підводі (модифікація 3) по результатам розрахунку склали 0,62 %.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 7

1. Аналіз проведеного чисельного дослідження дозволяє зробити висновок про подібність результатів розрахунку тривимірного потоку в проточних частинах гідротурбін в програмних комплексах Ansys, FlowVision, OpenFoam.

OpenFoam дозволяє проводити розрахунки зі схожою точністю та часом розрахунку аналогічних задач з комерційними пакетами Ansys і FlowVision.

2. Отримані результати чисельного моделювання просторової течії в проточній частині високонапірної гідротурбіни РО 310 дали можливість виконати порівняння енергетичних показників двох модифікацій робочих коліс.

Якщо порівнювати ці дві модифікації, то можна зробити висновок, що при однаковому режимі, однакових елементах проточної частини, модифікація з РК, що має 15 лопатей дещо краща за значенням ККД. Для більш коректного порівняння потрібно враховувати питання кавітації та міцності, але в даній роботі такої задачі не стояло.

Отже, на основі результатів чисельного дослідження потоку в проточній частині гідротурбіни РО 310 виявлено, що при збільшенні лопатей робочого колеса гідравлічний ККД гідротурбіни зменшується.

Запропонована методика чисельного дослідження потоку в радіально-осьових гідротурбінах в повній постановці на персональному комп'ютері, з використанням програмного комплексу OpenFOAM, дає можливість прогнозування енергетичних характеристик. Вона забезпечує гарне узгодження отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень. Дану методику можна використовувати для надійного розрахункового визначення енергетичних і моментних характеристик радіально-осьових гідротурбін.

Слід зазначити, що даному дослідженню притаманні обмеження у обчислювальній потужності персонального комп'ютера, на якому здійснюється розрахунок. Тобто для вирішення серйозних гідродинамічних задач, якісної побудови розрахункової сітки, безпосереднього проведення чисельного експерименту досліднику потрібно мати великі обчислювальні потужності ПК.

До недоліків даного дослідження можна віднести те, що для проведення чисельного експерименту було запропоновано стандартну $k-\varepsilon$ модель турбулентності. Хоча вона й добре зарекомендувала себе у гідродинамічних розрахунках просторового потоку гідромашин, але більш надійною та точною для широкого діапазону турбулентних потоків є SST (Shear-Stress-Transport) $k-\omega$ модель. Цей недолік може бути усунутий використанням SST $k-\omega$ моделі турбулентності, що покращить якість отримуваних результатів чисельного розрахунку турбулентних потоків у проточних частинах гідротурбін.

Проведене чисельне дослідження дозволяє зробити висновок про те, що програмний комплекс OpenFOAM можна успішно використовувати для чисельного моделювання потоку у ПЧ гідротурбін, подальшого аналізу результатів та оптимізації елементів ПЧ для покращення енергетичних характеристик гідротурбіни.

3. Отже, було проведено чисельний експеримент, за допомогою програмного комплексу CFD для трьох модифікацій підводу осьової поворотно-лопатевої турбіни ПЛ20.

Перша модифікація була виконана із заздалегідь не вірним для такого типу СК розміщенням і формою колон статора. В результаті розрахунку було виявлено суттєві зони відриву потоку, які негативно впливають на гідродинамічні характеристики підводу.

Друга модифікація колон була побудована згідно рекомендацій, прийнятих в гідротурбобудуванні, з колонами від'ємної кривизни та різної

форми у відкритій частині СК. Результати розрахунку показали значне покращення картини течії та зменшення гідравлічних втрат у порівнянні з першою модифікацією.

В третій модифікації було змінено геометрію трьох колон, що дещо покращило картину течії та привело до зменшення гідравлічних втрат у підводі.

Прорахувавши три модифікації підводу, робимо висновок, що кращим варіантом є третя модифікація, як по картині течії, так і по мінімальним гідравлічним втратам у підводі.

Таким чином, можна зробити висновок, що програмні комплекси CFD можна успішно використовувати для чисельного моделювання потоку у підводі гідротурбін, подальшої оптимізації геометрії колон статора та їх вплив на картину течії перед лопатками направляючого апарату.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 7

1. Барлит В. В. Параметры потока на входе и выходе из рабочих колес радиально-осевых гидротурбин различной быстроходности// Гідравлічні машини. – Харків – 1992. – Вып. 26. – С. 19–28.
2. Барлит В. В., Миронов К. А. [и др.] Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса. Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. 216 с.
3. Заболотный Ф.Т. Расчет установившегося осесимметричного вихревого течения несжимаемой невязкой жидкости в радиально-осевой турбомашине // Энергетика и транспорт. М : 1979. – С. 147-155.
4. Климович В.И. Расчет течений в проточной части насос-турбин на основе решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин // Энергетика и транспорт. М : 1988, №4. С. 12-19.
5. Гутовский Е. В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е. В. Гутовский, А. Ю. Колтон. – Л. : Машиностроение, 1974. – 368 с.
6. Жуковский М.И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах. Л, 1967. – 260 с.
7. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин, Л. : Машиностроение, 1976. – 280 с.
8. Топаж Г.И. Лопастные гидромашини и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин. Учебное пособие. С-Пб: издат. Политехнического университета, 2011.
9. Барлит В.В. Современные гидродинамические методы расчета лопастных систем и САПР гидромашин. – Киев: УМК МО Украины, 1992. – 180 с.

10. Ершов С. В. Математическое моделирование трехмерных вязких течений в турбомашинах – современный взгляд // Проблемы машинобудовання. – Харків. – 1998. – Т.1, № 2. – С. 76–93.
11. Иевлев В.М. Численное моделирование турбулентных течений/ Иевлев Валентин Михайлович: монография. – Наука, М., 1990. – 216 с.
12. Колычев В.А. Моделирование кинематических характеристик потока в радиально-осевой гидротурбине при проектировании ее проточной части / В. А. Колычев, В.Э.Дранковский, К. А. Миронов [и др.] // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С. 124–131.
13. Барлит В.В. Разработка рабочих колес радиально-осевых высоконапорных гидротурбин РО 500 на основе численного эксперимента (CAD) / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, М.В. Денисов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2003. – № 11. – т.2. – С. 17–24.
14. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59). – С.195–210.
15. Барашков С. FlowVision – Современный инженерный инструмент в исследовании газодинамических характеристик компрессоров (часть 1) / С. Барашков, В.В. Шмелев// САПР и графика. – М, 2004, №12.–С.44–48.
16. Барашков С. FlowVision – Современный инженерный инструмент в исследовании газодинамических характеристик компрессоров (часть 2 С. Барашков, В.В. Шмелев// САПР и графика. – М, 2005, №1.– С. 45–48.

17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. Scientific and practical journal “Pumps and equipment”, vol. 6 (47). 2007. pp. 42–46.
18. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник Сумського державного університету. – Суми, 2003. – Вип. 13(59).–С.195–210.
19. Jorge Arpe и Francois Avellan. Pressure wall measurements in the whole draft tube: steady and unsteady analysis. XXth IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Charlotte, USA, 2000.
20. Takashi Kubota, Fengqin Han, Tomokazu Kuwayama and Jun Masuda. Effect of Grid Size in CFD Code on Flow through Francis Turbine. XXth IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Charlotte, USA, 2000.
21. Hakan Nilsson, Lars Davidson. A validation of parallel multiblock CFD against the GAMM Francis water turbine runner at the best efficiency and off design operating conditions. Department of Thermo and Fluid Dynamics Chalmers University of Technology, Goterborg, Sweden, August 2001.
22. Y Wu, S Liu, X Wu, H Dou, L Zhang, X Tao. Turbulent flow computation through a model Francis turbine and its performance prediction. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.
23. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. Bulletin of NTU "KhPI". Ser.: New solutions in modern technologies. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. vol. 7 (1229). pp. 97–102. doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13.

24. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». 36. наук. пр. Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192). С. 53–57.
25. Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (China., August 19-23). Beijing, 2012.
26. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering, 2016.
27. Kseniya Rezvaya, Evgeniy Krupa, Viktor Drankovskiy. Optimization of the Water Passage of a Pump-Turbine Based on a Numerical Study of Its Hydrodynamic Characteristics. 2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON). Lviv, 2019, pp. 460-463 doi: 10.1109/UKRCON.2019.8879889.
28. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. Open Engineering. vol. 5. 2015. pp. 399–410.
29. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. Journal of Thermal Science. vol. 14. 2005. pp. 136–141.
30. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft". 2008.
31. Brijkishore, Khare, R., Prasad, V. Performance Evaluation of Kaplan Turbine with Different Runner Solidity Using CFD. Advances in Intelligent

Systems and Computing. 2020. pp.757-767. doi: 10.1007/978-981-13-8196-6_67

32. Wahidullah Hakim Safi, Vishnu Prasad. Design and permanence analysis of Francis turbine for hydro power station on Kunar river using CFD. International Journal of Advanced Research. 2017. No. 5 (5). P. 1004–1012.

33. Pankaj Gohil, Rajeshwer Saini. Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant. Journal of Applied Fluid Mechanics. №9(1): p. 357-365. 2016. doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.224.24080.

34. Arash Soltani Dehkharqani, Michel J Cervantes, Jan-Olov Aidanpää. Numerical analysis of fluid-added parameters for the torsional vibration of a Kaplan turbine model runner. Advances in Mechanical Engineering. 2017. doi: doi.org/10.1177/1687814017732893.

35. Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering. 2013. Vol. 13 (5). P. 28–40.

36. Інтернет-ресурс <http://www.openfoam.com/about/>.

37. OpenFOAM and STAR-CD. Integration, Interoperability and Symbiosis, Dr. Mark Olessen, EM- CON Technologies// DANSIS-2007: New Trends In CFD, October 2007.

38. Zhang H., Zhang L. Numerical simulation of cavitating turbulent flow in a high head Francis turbine at part load operation with OpenFOAM. Procedia Engineering. 2012. Vol. 31. P. 156–165.

39. Крупа Є. С. Чисельне моделювання просторового потоку в підводі осьової поворотно-лопатєвої гідротурбіни / Є. С. Крупа // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42 (1264). – С. 77–83.

40. Krasnopolsky B., Medvedev A. *Acceleration* of large scale OpenFOAM simulations on distributed systems with multicore cpus and

gpus // Parallel Computing: On the Road to Exascale – Vol. 27 of *Advances in Parallel Computing*. — NIEUWE HEMWEG 6B, AMSTERDAM, NETHERLANDS, 1013 BG: NIEUWE HEMWEG 6B, AMSTERDAM, NETHERLANDS, 1013 BG, 2016. – P. 93–102. doi: 10.3233/978-1-61499-621-7-93.

41. ANSYS CFX: CFD Software. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата звернення: 02.02.2021).

42. ANSYS ICEM CFD | CAE Expert. URL: <https://cae-expert.ru/product/ansys-icem-cfd> (дата звернення: 02.02.2021).

43. ANSYS ICEM CFD, Сеточный генератор – CADFEM. URL: <https://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/geometry/icemcfd/> (дата звернення: 02.02.2021).

44. Барлит В. В. Гидравлические турбины / Вячеслав Васильевич Барлит. – Київ : Вища школа, 1977. – 360 с.

РОЗДІЛ 8. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РУХУ ВИХРОВИХ ДЖГУТІВ У ВІДСМОКТУЮЧИХ ТРУБАХ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

8.1. Аналітичний огляд існуючих методів розрахунку і експериментальних досліджень пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах гідротурбін

8.1.1. Аналіз теоретичних досліджень низькочастотних пульсацій тиску в гідротурбінах

Збільшення потужностей і розмірів сучасних гідромашин, форсування режимів експлуатації, робота на часткових і перехідних режимах, задоволення вимогам надійності і довговічності призводить до необхідності визначення та зниження рівня нестационарності потоку в проточній частині. Порівняння результатів натурних і модельних досліджень пульсацій тиску (ПТ), що характеризують нестационарність потоку, показує, що гідравлічна нестационарність досить добре моделюється. Однак, з огляду на складність, тривалість і значну вартість експериментальних досліджень, доцільно на попередніх етапах розробки проточної частини нових або модернізації існуючих гідромашин прогнозувати (розраховувати) пульсаційні характеристики, що визначають нестационарність потоку – чисельним шляхом на основі існуючих і розробляємих математичних моделей (ММ).

У цьому розділі розглядаються результати теоретичних і експериментальних досліджень нестационарності потоку, обумовленої обертанням вихрових джгутів за робочим колесом (РК) гідротурбіни. Причина виникнення на неоптимальних режимах роботи гідромашини вихрових джгутів (ВД) полягає у виникненні циркуляції (закрутки) потоку за РК і, в першу чергу, у втулки.

Потік за лопатевої системою в відсмоктуючій трубі (ВТ) характеризується певним розподілом циркуляції уздовж радіуса ВТ. У загальному випадку потік за РК не є потенційним, тобто $V_u R \neq const$. При зміщенні потоку вниз за РК уздовж осі турбіни окружна складова швидкості у втулки РК зростає, тому що зменшується радіус обтічника. В умовах реальної рідини швидкість не може зростати до нескінченності, а тиск не може стати нижче тиску пароутворення. Через асиметрію потоку ВД в ВТ приймає спіральовидну форму і при своєму русі індукує змінне поле швидкостей і тисків. Амплітуда ПТ на стінках ВТ залежить від інтенсивності ВД і його геометричних параметрів, частота ПТ обумовлена частотою обертання ВД навколо осі гідромашини.

Експериментальні випробування проведені у модельних і натурних гідротурбінах свідчать, що в районі оптимуму універсальної характеристики гідротурбіни (Q'_o, n'_o) подвійні амплітуди джгутових ПТ дорівнюють нулю, при віддаленні вліво від оптимуму характеристики (лінії $\Gamma_2 = 0$) значення подвійних амплітуд джгутових ПТ значно збільшуються досягаючи максимальних значень $2A_{\max}$ в зоні $(0.4 - 0.5)Q'_o$, а потім поступово знижуються. При віддаленні вправо від оптимуму характеристики подвійні амплітуди джгутових ПТ також поступово збільшуються аж до лінії обмеження потужності.

Проблеми дослідження низькочастотних джгутових ПТ в ВТ в жорсколопатевиx гідротурбінах з усією гостротою виникли досить давно і представлені в літературі великою кількістю робіт.

Зареєстровані в 40-60-их роках минулого століття випадки підвищеної вібрації і поломок гідроагрегатів [1] послужили сигналом для початку серйозних систематичних досліджень нестационарних явищ в проточній частині, в тому числі низькочастотних ПТ. Саме вони є визначальними при оцінці рівня нестационарності турбін. Перші спроби створити ММ руху ВД.

у ВТ були зроблені Кельвіном, Акеретом, Ухімаро [2]. Однак отримані ними результати не завжди збігалися з дійсними. Значний внесок в питання визначення частоти коливань тиску, обумовленої обертанням ВД, був зроблений Рейнгансом на підставі дослідів [4]. Він запропонував формулу,

$$f_{\text{ж}} = \frac{n}{60k}, \text{ де } k=3,6. \text{ Подальші дослідження показали, що для різних типів}$$

турбін і різних режимів k може змінюватися в межах 2–4.

На основі двовимірної теорії вихорів Мураками М. розробив ММ руху ВД з урахуванням стінки ВТ [2]. У цій ММ течія описується завдяки введенню двох вихорів – основного і відображеного на зовнішню область щодо кола ВТ. Припускаючи, що ексцентрично розташований основний вихор рухається зі швидкістю, що індукується зв'язаним вихором. Автор обчислює швидкість цього руху, потім визначає частоту ПТ від обертання ВД, $f = \frac{m\Gamma}{4\pi^2 R^2}$, де m – параметр, що залежить від ексцентриситету вихору і його діаметра, R – радіус поперечного перерізу ВТ.

Сила, що діє на ВТ, представлена, як горизонтальна реакція, що виникає в результаті обертання води разом з ексцентричним ВД. Величину і напрям цієї сили знаходять по зміні кількості руху, що викликається ВД. При цьому ВД передбачається прямовісним.

Циркуляція, що входить у вираз для визначення частоти і амплітуди пульсації сили, визначається як середня по радіусу в ВТ за РК з (8.1)

$$\Gamma = 4\pi^2 n R_2^2 \frac{1 + (\frac{r_2}{R_2})^2}{2} (1 - \frac{Q_i'}{Q_o'} \frac{\varpi_0}{\omega'}), \quad (8.1)$$

де n – частота обертання РК в секунду;

R_2, r_2 – зовнішній і внутрішній радіуси вихідний кромки РК;

Q_i', Q_o' – витрата на досліджуваному і оптимальному режимах;

ω' , ϖ_0 – кутові швидкості обертання РК на досліджуваному і оптимальному режимах.

Ця формула враховує геометрію вихідної кромки тільки двома радіусами і дає завищені значення циркуляції, тому для визначення циркуляції за РК рекомендується рішення прямої задачі осесимметричного течії.

ММ, що базується на розгляді течії, що створена парою вихорів, пропонується також в роботі М. Нехлеба [3]. Лінії струму, системи, що складається з двох вихорів, представляють сімейство кіл, що володіють такою властивістю, що будь-яка з них, в залежності від необхідного ексцентриситету вихору, може вважатися стінкою ВТ. Перебіг всередині від цієї лінії струму відповідає проекції (на площину, перпендикулярно осі турбіни) течії з ексцентричним вихором. За аналогією з попередньою роботою, в роботі [3] визначається швидкість, що індуцується зовнішнім вихором в місці розташування вихору в ВТ, а також кутова швидкість вихору щодо центру кола, як (8.2), (8.3)

$$V_y = \frac{\Gamma}{2\pi} \frac{1}{\frac{R^2}{e} - e}, \quad (8.2)$$

$$\omega = \frac{V_y}{e} = \frac{\Gamma}{2\pi(R^2 - e^2)}, \quad (8.3)$$

де e – ексцентриситет основного вихоря.

Нехтуючи величиною e^2 по відношенню до R^2 , автор отримує формулу для визначення періоду (часу одного обороту вихору навколо осі гідротурбіни) обертання ВД (8.4)

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{4\pi^2 R^2}{\Gamma}. \quad (8.4)$$

При переході до частоті ПТ f отримаємо вираз аналогічне, наведеним в роботі [2] з (8.5):

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\Gamma}{4\pi^2 R^2}, \text{ Гц.} \quad (8.5)$$

На відміну від роботи [2] автор даної роботи приймає циркуляцію ВД, яка дорівнює циркуляції на кордоні течії, тобто на стінці ВТ $\Gamma = 2\pi R V_{uR}$.

У роботах [2] та [3] визначається сила, що діє на ВТ, але не визначаються амплітуди ПТ, які необхідні для оцінки нестационарності згідно коду МЕК.

Незважаючи на суворість ММ в двовимірній постановки [2], рішення багатьох важливих питань не враховується. Ця ММ не може вважатися досить точною, так як для більшості режимів роботи турбін характерна просторова форма (гвинтова) ВД, а зазначена методика передбачає ВД вертикальним прямоосним, що має місце лише на окремих режимах роботи.

Подальший розвиток теоретичні дослідження низькочастотних ПТ, обумовлених рухом ВД за РК гідротурбіни, отримали в роботі Пазі Л.Г. [5]. Велику увагу приділено в роботі причин освіти ВД гвинтової форми. ВД утворюються при відриві просторового прикордонного шару внаслідок обтікання тривимірним потоком в'язкої рідини втулки і обтічника РК; так як відрив пограничного шару відбувається по колу при вісесиметричному зовнішньому потоці, то з'являється вихровий слід, що має форму тіла обертання. Потім, внаслідок втрати стійкості, трансформується в гвинтовий вихор з кінцевим поперечним перерізом. Циркуляція вихору дорівнює циркуляції зовнішнього потенційного потоку.

Така фізична модель ВД представляється недостатньо обґрунтованою, так як в цьому випадку і на оптимальних режимах роботи повинен бути ВД, а отже, і джгутові ПТ. У той же час загальновідомо, що в зоні оптимуму універсальної характеристики ВД не утворюється, а, отже, немає і джгутових ПТ.

Рух ВД відповідно до вище розглянутої фізичної моделі складається з переносу його зовнішнім потенційним потоком і впливом самого на себе

$$\varpi = \varpi_n + \varpi_c, \quad (8.6)$$

де $|\varpi_n| = \frac{\Gamma}{2\pi R} \frac{1}{\sin^2 \beta}$ – кутова переносна швидкість, а

$$|\varpi_c| = -\frac{\Gamma \cos^2 \beta}{4\pi R^2 \sin \beta} \ln \frac{2R}{r_b \cos^2 \beta} - \text{кутова швидкість самоіндукції. Цей вираз (8.6)}$$

для $|\varpi_c|$ отриманий Н.Е. Жуковським [6]. Слід зазначити, що при виведенні формули $|\varpi_c|$ передбачалося $r_b \prec R$ [6]. Вона була отримана для вихорів в сліді за гребним гвинтом. З урахуванням (8.6) отримана формула для частоти джгутових ПТ в ВТ у вигляді (8.7)

$$f = \frac{\Gamma}{4\pi^2 R^2} \left[\operatorname{cosec}^2 \beta - \frac{1}{2} \cos^2 \beta \operatorname{ctg} \beta \ln \left(\frac{2R}{r_b \cos^2 \beta} \right) \right]. \quad (8.7)$$

Подвійна амплітуда ПТ у ВТ розраховується по формуле (8.8)

$$\Delta P = \frac{\rho \omega \Gamma}{4\pi} \left[\frac{z}{\sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr + z^2}} - \frac{z}{\sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr + z^2}} \right], \quad (8.8)$$

де r і z – координати точки на стінці ВТ.

Фізична і математична моделі ВД, запропоновані Пазі Л.Г., не дозволяють досить точно визначити частоти і амплітуди ПТ за допомогою напівемпіричних формул (8.9) і (8.10)

$$\frac{f}{n} = (0.56 - 0.6) \left(1 - \frac{\bar{Q}}{\bar{n}} \right), \quad (8.9)$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma H} = (0.65 - 0.85) \left(1 - \frac{\bar{Q}}{\bar{n}} \right)^2 \frac{(n'_1)^2}{g}. \quad (8.10)$$

У роботах проф. Григор'єва В.І. [8,9] розглянута двомірна і просторова ММ руху ВД. На відміну від робіт [2, 3] вплив стінки ВТ враховується заміною її вихровим шаром змінної інтенсивності. В плоскій задачі [9] сумарна швидкість від вихору і вихорового шару на стінці ВТ визначаються з (8.11), як

$$V_{\varphi_0} = V_{\varphi_0} + \oint \frac{\gamma(l)dl}{2\pi\rho} + \frac{\gamma(l_0)}{2}, \quad (8.11)$$

де V_{φ_0} – окружна швидкість, що індукується основним вихором.

Слід зазначити, що тут використано такий же підхід, як при розрахунку обтікання профілю, контур якого замінений вихровим шаром змінної інтенсивності [7]. Незважаючи на відмінність ММ в роботі [9] та [3], формули для кутових швидкостей обертання вихору і індукованих їм швидкостей на стінці ВТ однакові. Для визначення тиску по розрахованим швидкостям використовується інтеграл Коші-Лагранжа з перетворенням його згідно [8]. Виконані автором розрахунки на підставі плоскої моделі дають значне завищення амплітуд ПТ (В 2-4 рази) в порівнянні з експериментом [9]. Це обумовлено тим, що плоска ММ передбачає ВД вертикальним прямоосним, в той час як дослідження різних авторів говорять про його гвинтоподібну форму. У зв'язку з цим Григор'єв В.І. в цих роботах розглянув і просторову модель ВД у вигляді циліндричної гвинтової спіралі, аналогічно [6].

В якості граничної умови прийнято умова «непротікання» через стінку ВТ, тобто рівність суми радіальних швидкостей від вихору і вихрового шару. Це призводить до інтегрального рівняння Фредгольма 1-го роду з невідомою функцією $\gamma(\alpha_2)$ і параметром λ (8.12):

$$\lambda \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) F(\varphi, \alpha_2) d\alpha_2 = f(\varphi), \quad (8.12)$$

З рішення (8.12) можна визначити функцію $\gamma(\alpha_2)$, знаючи яку можна розрахувати швидкість на стінці ВТ, що індукується всієї вихровою системою.

Однак ця методика не була доведена до чисельної реалізації на ЕОМ, і в першу чергу, в зв'язку з некоректністю рівняння (8.12) [29]. Слід

зазначити, що в розрахунках профілів і решіток профілів функцію $\gamma(\alpha_2)$ задають у вигляді ряду Глаурта. Однак такий закон зміни $\gamma(\alpha_2)$ для контуру ВТ не підходить і його необхідно задавати в іншому вигляді.

Філіберт Р. і Кустон М. [30] наводять результати розрахунково-теоретичних і експериментальних досліджень ПТ від ВД в ВТ. Передбачається, що їх причина – це взаємодія ВД з коліном ВТ. На ряді режимів з'являється в ВД газовий міхур, кавітуюча порожнина. Збіг частоти ВД з частотою обсягу газу призводить до можливості появи гідравлічного резонансу. Цей напрямок досліджень перспективний. Але в роботі не визначаються геометричні параметри ВД, що необхідні для прогнозування джгутових ПТ і не уточнені частоти.

Чисельні ММ вихрового потоку в ВТ, наведені в [31, 32, 40-42], базуються на вирішенні усереднених рівнянь Рейнольдса з урахуванням к-ε моделей турбулентності і дозволяють визначити рівні нестационарності в'язкої рідини. Обмеженням для цього моделювання може бути певний рівень нестійкості потоку в ВТ. Кращим рішенням для цих чисельних моделей вважається те, яке найближче узгоджується з результатами експериментів. Однією з перших спроб чисельного моделювання в'язкого потоку з гвинтовим вихором в гідротурбінах на основі вищевказаної ММ була модель Скотака А. [32] для просторової сітки з великим числом точок розбиття ВТ. При цьому широко використовувалися результати експериментальних досліджень, отриманих Улісом, Фішером, Фалвеем, Касіді і Фанеллі.

Сьогодні широко використовуються сучасні пакети програм гідродинаміки, які вирішують завдання механіки суцільного середовища і використовують рівняння Рейнольдса [33,40-48] і пакети URANS моделі турбулентності в яких вирішуються питання з великомасштабними турбулентними вихорами (LES, DES).

Для моделювання цього явища необхідно застосовувати нестационарні вихрові методи – метод моделювання великих вихорів (Large Eddy Simulation – LES), при цьому необхідна детальна сітка поблизу стінок ВТ гідротурбіни. Тому RANS моделі економічні і добре описують прикордонні шари. В роботі Ментера Ф. [33] був запропонований метод відокремлених вихорів (DES). Процес вирішення завдань в цьому випадку здійснюється за допомогою пакету прикладних програм CFD, що включає етапи: створення тривимірної моделі розглянутого об'єкта за допомогою системи САПР; побудова розрахункової сітки; вибір ММ турбулентності; завдання граничних умов.

Метою роботи було порівняння сучасних методик розрахунку низькочастотних джгутових ПТ у ВТ з експериментом. У більшості ці вихрові джгути мають складну просторову гвинтову форму, тому для розрахунку ПТ треба використовувати просторові ММ. Це можуть бути сучасні пакети програм гідродинаміки, які вирішують завдання механіки суцільного середовища і використовують рівняння Рейнольдса. Процес вирішення завдань в цьому випадку здійснюється за допомогою пакету прикладних програм CFD, що включає етапи: створення тривимірної моделі розглянутого об'єкта за допомогою системи САПР; побудова розрахункової сітки; вибір ММ турбулентності; завдання граничних умов. З іншого боку, це можуть бути простіші моделі для нев'язкої рідини, що розглядаються у квазістационарній постановці і запропоновані каф. Гідромашин НТУ «ХПІ».

Запропоновані методики розрахунків амплітуд та частот джгутових ПТ у ВТ можуть використовуватися у попередніх прогнозних розрахунках на міцність елементів проточної частини гідротурбін, які необхідні для забезпечення надійної роботи гідротурбін.

Автор сподівається також, що запропонований викладені матеріали в цьому розділі будуть корисними всім бажаючим ґрунтовно ознайомитися з нестационарними явищами в проточному тракті РО гідротурбін.

8.1.2. Експериментальні дослідження в модельних і натурних гідротурбінах

Натурні вимірювання низькочастотних ПТ на турбінах Братської ГЕС, виконані Даниловим А. Е., показали значне заниження $2A$, обчислюваних за формулою (8.10), в порівнянні з експериментальним [10]. В роботі [11] доведена неможливість застосування формул (8.9), (8.10) для розрахунку $2A$ і f на розгінних режимах. Це свідчить про те, що формули Пазі Л.Г. не є універсальними і вимагають додаткового аналізу при їх використанні, в зв'язку з недосконалістю прийнятої фізичної моделі.

Експериментальні дослідження низькочастотних ПТ, викликаних ВД в ВТ гідротурбіни і оборотної гідромашини наведені в ряді робіт [5,12-21, 33, 34].

В роботі Хосої Ю. [34] наведені докладні експериментальні дослідження 5 варіантів модельних гідротурбін типу РО з $n_s = 105; 126,9; 191,5$ і $198,5$. Вид пульсаційних характеристик різний, що свідчить про вплив на нестационарність індивідуальності РК і форми ВТ. Однак загальні закономірності зміни амплітуд і частот в поле універсальних характеристик зберігаються. Отримано також відома залежність амплітуд від коефіцієнта кавітації. Вважаючи, що рух ВД відповідає руху вільних вихорів, отримана формула для визначення частоти його обертання [34] з (8.13)

$$\Phi = \beta \frac{4r^2 a_1}{60\sqrt{g}} n_1' - \frac{2r a_1}{\pi\sqrt{g}} \text{ctg}\gamma * c_{ma1}, \quad (8.13)$$

де $\Phi = \frac{fD_2}{\sqrt{gH}}.$

Як випливає з (8.13) залежність від $Q_1'(c_{ma1})$ лінійна. Розрахункові значення частот порівнюються з експериментом. Збільшення частот

поблизу оптимуму за даними експерименту не спостерігаються, що мало місце в дослідженнях, наведених в [20].

В роботі [21] наводиться залежність коефіцієнта до з формули Рейнганса, отримана при випробуванні моделі турбіни Красноярської ГЕС на режимах, відповідних зниженим напором: при зміні в межах $n'_1 = 70-110$ об/хв і $a_o = 8-18$ мм до $\kappa = 4,1-4,8$.

В роботі [35] наведені результати дослідження ПТ з різними частотами, в тому числі і джгутовими на моделях РК ПЛ30-587а і ПЛ30-661. Встановлено, що залежність амплітуд ПТ від напору близька до лінійної, зміна характерних частот пульсації, приблизно, підкоряється закону Струхалю. Амплітуди ПТ, як на низьких, так і високих частотах, змінюються уздовж проточного тракту. У спіральній камері спостерігаються ПТ на джгутових частотах – 2-3 Гц, оборотних – 3-13 Гц і високих – 300-500 Гц для моделі з $D_l = 1$ м і відповідно – 4,5-6,5 Гц, 19-28 Гц і понад 500 Гц – для моделі з $D_l = 0,46$ м. На вході в ВТ рівень низькочастотних джгутових ПТ порівнюємо з лопатевими пульсаціями 2-13% від H на різних режимах. На вході в коліно повний розмах становить 5-6%, а на виході з коліна ПТ 8-20%, але з неперіодичними коливаннями. Зазначені межі подвійних амплітуд ПТ відповідають комбінаторним режимам і деякого відхилення від них. На пропелерних режимах в ВТ зафіксовані джгутові ПТ з $2A/H, \% = 20\%$. На перехідних режимах (при скидах навантаження) рівень джгутових ПТ з частотою 4-6 Гц досягає значень 60-80% від H , що необхідно враховувати при розрахунку на міцність деталей гідротурбін.

В роботі Фанеллі М. [28] наведені результати порівняльних модельних і натурних вимірювань ПТ в турбінах РО типу. Модельні випробування проводилися при $H = 16-60$ м, напори натурних турбін 60-100м. Відзначається, хороша достовірність перерахунку модельних і натурних даних за формулами (8.14) і (8.15)

$$(2A)_H = \frac{H_H}{H_M} (2A)_M, \quad (8.14)$$

$$f_H = \frac{f_{обH}}{f_{обM}} f_M. \quad (8.15)$$

Аналізуються питання відбудови від резонансу власної частоти водоводу і вимушеної частоти, що генерується проточною частиною (оборотною і джгутовою). Передбачається в якості кращого рішення приймати $f/f_{об} = 0,75$, що було виконано на ГЕС Grand Coulee з унікальними по потужності турбінами.

Значним обсягом і глибиною модельних і натурних експериментальних випробувань характеризується робота Плахотнікова І.В. [11]. На підставі експериментальних графіків і емпіричних залежностей запропонована методика розрахунку гідродинамічних сил, що обурюють, що діють на елементи ВТ в вертикальному і горизонтальному напрямку. Виявлено зони допустимої за умовами нестационарності роботи надпотужних РО гідротурбін Братської, Красноярської, Саяно-Шушенській ГЕС, а також ряду турбін типу ПЛ.

Обробка експериментальних даних проводиться із застосуванням спектрального аналізу. Встановлено, що в ВТ РО гідротурбін ПТ являють собою стаціонарний (випадковий) процес з не випадковою, детермінованою частиною. Джерелом низькочастотних періодичних коливань тисків є ВД. В якості запобіжного зменшення нестационарності досліджувався пуск повітря під РК. Встановлено, що в області горловини ВТ впуск повітря призводить до значного зниження $(2A)$ в діапазоні навантажень $0 \leq \frac{N}{N_{max}} \leq 0.5$. Однак в області коліна цей діапазон розширюється і ПТ знижується в 3-4 рази. Досліджено вплив кавітаційного коефіцієнта σ на рівень ПТ.

До недоліків роботи слід віднести обмежений діапазон швидкоходності турбін, для якого можна використовувати отримані залежності з метою прогнозування рівня нестационарності. Це є результатом чисто експериментального підходу в запропонованій методиці розрахунку нестационарностей.

У технічній літературі є цілий ряд робіт, що присвячені експериментальному вивченню нестационарних явищ в проточній частині оборотних РО гідромашин [1,14,16, 23, 39]. Слід зазначити, що більша частина досліджень зазначає максимальні ПТ в межрешіточному зазорі (НА-РК) в насосному режимі з лопатевою частотою. Низькочастотні ПТ можуть мати місце в турбінному режимі внаслідок обертання ВД і характеризується тими ж закономірностями, що і в гідротурбіні. Однак, в роботі [23] низькочастотні коливання з $f \approx f_{\text{об}}$ в турбінному режимі при розгоні пояснюються з позиції обертового зриву, що має широке поширення в компресорах при малих подачах. Слід зазначити, що на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ» виявлено це явище, але в насосному режимі при мінімальних витратах, що цілком зрозуміло [39]. Пояснення фізичної моделі низькочастотних ПТ в ВТ в турбінному режимі з позиції обертового зриву вимагає глибокого вивчення даного питання.

В багатьох роботах зазначено, що ВД в турбінному режимі в ВТ може мати три основні форми: прямолінійний, гвинтоподібний і широкого розмаху. Наведено дані, що впуск повітря під РК в кількості 0,2 – 1% від витрати води незначно послаблює джгутові ПТ.

Ряд робіт присвячений дослідженню утворення форми і окремих параметрів вихору [2,5,6, 28, 38]. Так Кляйн [38] виводить критерій подібності для видимої кордону ВД, аналізує освіту ВД і його діаметр в залежності від розподілу закрутки потоку. Відзначимо, що діаметральні розміри джгута можна прогнозувати на підставі кривої $\bar{n}_u r^n$ в разі

центрального прямовісного вихору. У більшості випадків він або ексцентричний прямолінійний, або гвинтоподібний, і в цьому випадку пропонується підхід досить проблематичний. З закруткою потоку він пов'язує питання стійкості ВД: чим менше показник n у виразі $\bar{n}_u r^n = const$, тим більше небезпека відриву у втулки і утворення нестійкого ВД.

Кубота Т. і Ямада С. виконали дослідження при трьох значеннях кута вертикального дифузора ВТ: $\alpha = 8^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ [28]. Показано, що положення максимуму ПТ залежить від α і відповідає відносним витратам $\bar{Q} = 0.3; 0.38; \text{ і } 0.43$ відповідно при $\alpha = 8^\circ, 15^\circ, 30^\circ$. Кут α впливає також на амплітуди, частоти і ККД. При $\bar{Q} < \bar{Q}_{\text{опт}}$ спостерігають менші ПТ і більший ККД при $\bar{Q} < \bar{Q}_{\text{опт}}$ $\alpha = 30^\circ$, а при $\bar{Q} > \bar{Q}_{\text{опт}}$ кращий кут $\alpha = 8^\circ$. Тому рекомендується середній кут $\alpha = 15^\circ$. Кут α впливає на частоту пульсацій f : при більшому α велика частота. Особливо це відчутно при $\bar{Q} = 0.9$. На відміну від загальноприйнятої залежності f від режиму роботи f_{max} знаходиться $\bar{Q} \approx 0.9$, тобто поблизу оптимуму. Слід зазначити, що аналогічне явище було виявлено і в дослідженнях [5, 6] за допомогою датчика зонда, введеного в потік, що вимагає подальшого вивчення. Фотографії ВД показують залежність від форми кута α і від $\bar{Q}$, тобто від режиму роботи. На підставі візуальних спостережень при $\sigma = 0.1$ отримана залежність діаметра вихрового джгута від $\bar{Q}$; угол α не впливає на $d_{\text{ж}}$. Крок гвинтової лінії ВД збільшується при зменшенні $\bar{Q}$. При малій витраті $\bar{Q} = 0.23$ автори статті побачили кілька джгутів, що призводить до значного збільшення частоти ПТ. Однак причини утворення декількох вихорів не розглянуті. У ВТ з $\alpha = 8^\circ$ виявлені також при $\bar{Q} = 0.49$ синфазні коливання тиску, але причини їх недостатньо розкриті. Слід зазначити, що, незважаючи на великий обсяг, дуже важливої інформації, отриманої

експериментальним шляхом, фізичні моделі освіти ВД недостатньо переконливі.

В роботі [2] отримана досвідченим шляхом лінійна залежність частоти обертання ВД від $\bar{Q}$ для прямовісної ВТ. Розрахунковим шляхом з використанням принципу мінімальної кінетичної енергії отримана залежність $d_{\text{ж}}$ від закрутки потоку. Розрахунково шляхом одержано залежність e від $d_{\text{ж}}$

$$e \approx R - \frac{d_{\text{ж}}}{2}. \quad (8.16)$$

З (8.16) випливає, що вихор торкається стінок ВТ, з чим не можна погодитися.

В [22] говориться, що зовнішній вигляд ВД залежить від швидкохідності, форми проточного тракту і навантаження, але майже не залежить від напору випробувань. Відомі деякі типи проточних частин, які зумовлюють появу центрального симетричного вихору, замість очікуваного гвинтоподібного. При дуже невеликих навантаженнях ВД зароджуються на ступиці РК і поширюється в зону між лопатями. В цьому випадку ВД сформований нечітко і погано або зовсім не видно. При збільшенні витрати, при частковому навантаженні виникає вихровий шнур спіральної форми з частотою обертання $\omega_{\text{в}}=0.25\omega_{\text{об}}$. Форма джгута і його ексцентриситет залежить в основному від розподілу швидкостей (V_u і V_m) на вході в ВТ. Вихор розглядається як двофазний, завдяки виникненню парової фази через зниження тиску. Цим пояснюються ПТ і при прямоосному центральному ВД деяких ВТ. А також розглядаються питання гідравлічної стійкості роботи турбін при частковому навантаженні.

Моделльні та натурні дослідження, проведені співробітниками кафедри гідромашин НТУ "ХПІ" [12,14], дозволили отримати геометричні параметри ВД і його інтенсивність. Ексцентриситет ВД – e визначався на підставі аналізу експериментальних даних, які показують, що значення e

при роботі гідротурбіни при постійному напорі дорівнює нулю в двох випадках: в оптимальному режимі, коли джгута немає (і $\Gamma = 0$) і при зменшенні витрат аж до нуля (діаметр ядра джгута досягає діаметра перетину ВТ і $\Gamma = \frac{\pi^2 R^2 n}{15}$). Отже, при збільшенні витрати значення e спочатку поступово зростає, досягаючи максимуму, а потім знижується до нуля в районі оптимуму, зростаючи при подальшому збільшенні витрати. Експерименти по визначенню e вихору за допомогою тензометричного датчика-зонда дозволили отримати залежності величини $\bar{e}$ від витрати через турбіну лише у вузькому діапазоні витрат. Була визначена емпірична залежність для відносної величини $\bar{e}$, що отримана співробітниками кафедри гідромашин НТУ «ХП» Бондаренком А.В. і Гришиним А.М. на основі аналізу комплексних експериментальних досліджень ПТ в ВТ гідротурбін

$$\bar{e} = k \sqrt{|\bar{n}' - \bar{Q}'| \bar{Q}'}, \quad (8.17)$$

де $\bar{e}$ – відносний ексцентриситет $\bar{e} = e / R$,

$$\bar{n}' - \text{відносна приведена частота обертання } \bar{n}' = \frac{n'_1}{n'_{1onm}},$$

$$\bar{Q}' - \text{відносна приведена витрата } \bar{Q}' = \frac{Q'_1}{Q'_{1onm}},$$

k – експериментальний коефіцієнт $k = 0.7$ при $\Gamma > 0$, $k = 0.35$ при $\Gamma < 0$ – для РК РО115; $k = 1$ при $\Gamma > 0$, $k = 0.45$ при $\Gamma < 0$ – для РК РО310.

Аналіз формули (8.17) показує, що $\bar{e}$ дорівнює нулю на лінії нульової циркуляції ($\Gamma = 0$), далі при збільшенні витрати спостерігається збільшення абсолютного значення $\bar{e}$, причому, найбільше в правому нижньому кутку характеристики, де спостерігаються найбільші амплітуди ПТ. На режимах недовантаження, тобто при $\Gamma > 0$ $\bar{e}$ також збільшується, досягаючи

максимуму приблизно при $\frac{Q'_{1onm}}{2}$. З експериментальних досліджень відомо, що максимальне значення $\bar{e} \leq 0.7 - 0.8$. Це і є обмеженням в розрахунках $\bar{e}$ і кутів нахилу вихрової лінії.

Кут нахилу гвинтової вихрової лінії $\beta_{ж}$ пов'язаний з величиною $\bar{e}$. У тих випадках, коли $\bar{e} = 0, \beta_{ж} = 90^\circ$. Це свідчить наступною залежністю $\beta_{ж} = 90(1 - \bar{e})$. Однак найкращий результат, на думку авторів, дає залежність $\beta_{ж} = 90(1 - \frac{\sqrt{\bar{e}} + \bar{e}}{2})$. Циркуляція ВД за РК може вважатися рівною циркуляції потоку по контуру, що охоплює обтічник РК у корневих перетинів. При русі вниз по потоку контур зменшується до розмірів ядра ВД за РК. Якщо діаметр ядра ВД стає більше діаметра обтічника у корневих перетинів, то циркуляцію можна визначати по перетину лопаті рівному радіусу ядра вихору. Збільшення ядра відбувається при зменшенні витрат (при $Q = 0$ ядро вихору має займати все перетин ВТ; в даному випадку циркуляція вихору визначається циркуляцією на периферійних перетинах).

З аналізу кінематичних параметрів потоку за РК. гідротурбіни витікає, що циркуляція потоку на кожному конкретному радіусі лінійно залежить від витрати. Авторами [14] прийнято допущення, що відносна циркуляція ядра вихору (віднесена до циркуляції переносний швидкості на даному радіусі) змінюється від нуля на оптимальному режимі до одиниці при $Q = 0$. Закономірність зміни відносної циркуляції в полі універсальної

характеристики може бути описана виразом $\bar{\Gamma} = 1 - \sqrt{\frac{\bar{Q}'}{\bar{n}'_1}}$, де, $\bar{n}'_1 = \frac{n'_1}{n'_{1onm}}$,

$\bar{Q}' = \frac{Q'_1}{Q'_{1onm}}$ – відносні частота обертання РК і витрата. Абсолютне значення циркуляції ВД за РК в полі універсальної характеристики можна отримати

за допомогою залежності $\Gamma = \pi^2 R^2 \frac{n}{15} \bar{\Gamma}$. Отримане таким чином розподіл циркуляції в полі універсальної характеристики добре узгоджується з експериментальними даними.

Деякими дослідниками відмічене, що на певних режимах роботи РО гідротурбін за РК виникає кілька ВД [36-38]. Так Кубота Т. і Ямада С. при модельних дослідженнях відзначили появу 3-х ВД на режимах недовантаження ($N_i = 0.4 N_{onn}$) і більш ($N_i = 0.23 N_{onn}$), що призводило до значного збільшення частоти ПТ в ВТ. В роботі [36] Фелвей Г. призводить залежність $\Pi = \frac{f_{ж} D_{от}^3}{Q'_{lk}}$ для визначення меж переходу від одновихрової схеми до двовихрової (при $\Pi = 2.5$) і від двовихрової до трьохвихрової (при $\Pi = 3$). Візуальні дослідження моделей гідротурбін типу РО230, РО310 показали, що при форсуванні витрати щодо розрахункового, ВД роздвоюється. При цьому вони розташовуються симетрично щодо осі обертання турбіни, мають, приблизно, однакову форму і розміри, і обертаються з однаковою кутовою швидкістю в прецесійний русі. Таким чином, візуальні дослідження, які показали роздвоєння ВД, пояснили збільшення частот джгутових ПТ на режимах форсування потужності.

8.2. Двомірні математичні моделі руху вихрових джгутів у відсмоктуючій трубі РО гідротурбіни

Розглянемо плоскі моделі ВД (фізичних), що утворюються за РК гідротурбіни (або оборотної гідромашини в турбінному режимі) на нерозрахункових режимах внаслідок наявності циркуляції потоку за РК на вході в ВТ.

Визначення швидкостей в будь-якій точці ВТ і також на її стінці, індукованих ВД, що обертаються в бік закрутки потоку за РК, вимагає

гідродинамічного врахування впливу стінок ВТ на течію. Це можна виконати різними способами: по-перше, дзеркально відображеними вихорами щодо стінки ВТ, причому, число відображених вихорів дорівнює числу дійсних ВД, що знаходяться в ВТ [1–4], по-друге, вихровим шаром змінної інтенсивності, який замінює внутрішню поверхню стінки ВТ [5–7], по-третє, системою джерел (стоків), розташованих на стінці ВТ [7]. В даному навчальному посібнику розглядаються надалі два перших способи, як найбільш розроблені в даний час. ММ і що впливають з них розрахункові формули можуть бути отримані на підставі теорії функцій комплексного змінного (ТФКЗ) і іншими способами.

8.2.1. Стінка відсмоктуючої труби моделюється дзеркально відображеними вихорями

8.2.1.1. Одновихрова схема (на основі ТФКЗ)

Комплексний потенціал течії від " n " вихорів, що включають основні і дзеркально відображені щодо стінки ВТ, які перебувають на відстані " l_k " від центру кола ВТ, може бути записаний:

$$W(z) = - \sum_{k=1}^{k=n} \frac{\Gamma_k * i}{2\pi} \ln(z - l_k), \quad (8.18)$$

де $z = x + iy$ – комплексне змінне;

$l_k = l' + il''$ – комплексна величина;

n – кількість вихорів (основних і відображених);

k – порядковий номер вихоря;

Γ_k – циркуляція " k "-ого вихоря.

Для цієї моделі приймаємо в (8.18) $n = 2$, тобто вводимо в модель один фізичний вихор, розташований в т.1, і відображений дзеркально в т.2 (рис.8.1). З урахуванням цього і (8.18) напишемо комплексний потенціал для розрахункової схеми з одним вихровим (фізичним) ВД

$$W(z) = -\frac{\Gamma_1 i}{2\pi} \ln(z - l_1) - \frac{\Gamma_2 i}{2\pi} \ln(z - l_2). \quad (8.19)$$

Тут z – координата довільної точки в площині комплексної змінної z ; l_1, l_2 – координати розташування вихорів відповідно в точках 1 і 2.

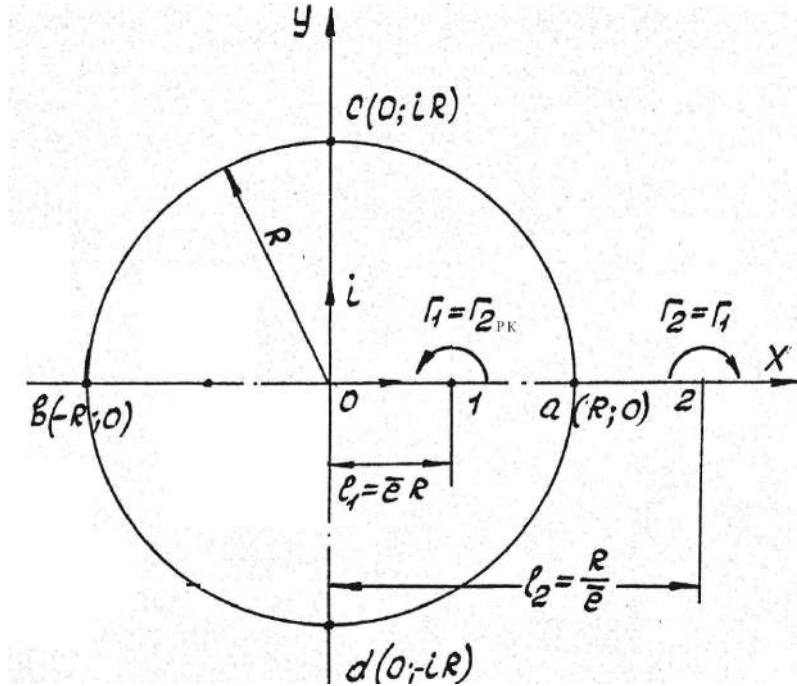


Рисунок 8.1 – Розрахункова схема для випадку одного ВД

Так як $\Gamma_2 = -\Gamma_1$, а $\Gamma_1 = \Gamma$, $l_1 = \bar{e}R$, $l_2 = \frac{R}{\bar{e}}$, то (8.20) можна записати:

$$W(z) = -\frac{\Gamma i}{2\pi} \left[\ln(z - \bar{e}R) - \ln\left(z - \frac{R}{\bar{e}}\right) \right], \quad (8.20)$$

де Γ – циркуляція за РК на вході в ВТ;

e_1 – ексцентриситет основного ВД (фізичного);

$\bar{e} = \frac{e_1}{R}$ – відносний ексцентриситет основного ВД (фізичного);

R – радіус поперечного перерізу ВТ в розрахунковому перерізі.

Комплексна швидкість в цьому випадку для поля течії може бути записана:

$$\frac{dW(z)}{dz} = V_x - iV_y = -\frac{\Gamma i}{2\pi} \left[\frac{1}{z - \bar{e}R} - \frac{1}{z - \frac{R}{\bar{e}}} \right]. \quad (8.21)$$

Швидкість, що індукована вихровою системою в т. "a", отримуємо з (8.21) при $z = +R$

$$\frac{dW(z_a)}{dz} = V_{xa} - iV_{ya} = -\frac{\Gamma i}{2\pi} \left[\frac{1}{z - \bar{e}R} - \frac{1}{z - \frac{R}{\bar{e}}} \right] = -\frac{i\Gamma}{2\pi R} \frac{1 + \bar{e}}{1 - \bar{e}}. \quad (8.22)$$

З (8.22) витікає, що в т. "a" $V_{xa} = 0$, а

$$V_{ya} = \frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{1 + \bar{e}}{1 - \bar{e}}. \quad (8.23)$$

Швидкість, що індукована вихровою системою в т. "b", отримуємо з (8.21) при $z = -R$:

$$\frac{dW(z_b)}{dz} = V_{xb} - iV_{yb} = -\frac{\Gamma i}{2\pi} \left[\frac{1}{-R - \bar{e}R} - \frac{1}{-R - \frac{R}{\bar{e}}} \right] = \frac{i\Gamma}{2\pi R} \frac{1 - \bar{e}}{1 + \bar{e}}. \quad (8.24)$$

З (8.24) витікає, що в т. "b" $V_{xb} = 0$, а

$$V_{yb} = -\frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{1 - \bar{e}}{1 + \bar{e}}. \quad (8.25)$$

Для визначення частоти обертання фізичного ВД необхідно визначити швидкість в т.1, що індукована вихором, який розташований в т.2. Тоді з урахуванням (8.18) запишемо

$$W(z) = -\frac{\Gamma_2 i}{2\pi} \ln(z - l_2) = \frac{\Gamma i}{2\pi} \left[\ln\left(z - \frac{R}{\bar{e}}\right) \right]. \quad (8.26)$$

Швидкість, що індукована вихором 2, в т.1:

$$\frac{dW(z_1)}{dz} = V_{x1} - iV_{y1} = \frac{\Gamma i}{2\pi} \cdot \frac{1}{z - \frac{R}{\bar{e}}} \Big|_{z=\bar{e}R} = -\frac{i\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{\bar{e}}{1 - \bar{e}^2}. \quad (8.27)$$

З (8.27) витікає, що в т.1 $V_{x1} = 0$, а

$$V_{y1} = \frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{\bar{e}}{1 - \bar{e}^2}. \quad (8.28)$$

В такому випадку кутова частота обертання фізичного вихору:

$$\omega_e = V_{y1} / \bar{e}R = \frac{\Gamma}{2\pi R^2} \cdot \frac{1}{1 - \bar{e}^2}, \quad (8.29)$$

а частота обертання вихоря:

$$f_{\epsilon} = \frac{\omega_{\epsilon}}{2\pi} = \frac{\Gamma}{(2\pi R)^2} \cdot \frac{1}{1 - \bar{e}^2}. \quad (8.13)$$

Так як в даному випадку фізичний вихор один ($z_{\epsilon} = 1$), то частота ПТ на стінці ВТ дорівнює частоті обертання вихору, тобто:

$$f_{\text{жс}} = f_{\epsilon}. \quad (8.30^*)$$

Обчислюючи за формулою (8.30) частоту обертання ВД при різних режимах роботи гідромашини, можна отримати теоретичну прогнозну характеристику частот ПТ.

Таким чином за формулою (8.23) визначається максимальна швидкість, що індукується вихровою системою на стінці ВТ в даному поперечному розрізі, за формулою (8.25) мінімальна. Знаючи ці швидкості, можна визначити тиску в зазначених точках "a" і "b", т. е. p_b і p_a ; різниця цих тисків є подвійною амплітуду ПТ:

$$\Delta p = p_b - p_a = 2A\gamma, \quad (8.31)$$

де A – амплітуда ПТ (коливань), м; $\gamma = \rho g$, кГс/м³ – питома вага робочої рідини (зазвичай води).

Обчислюючи по (8.31) при різних режимах роботи гідромашини, можна побудувати теоретичну амплітудну пульсаційну характеристику. Для визначення тисків, знаючи швидкості в т. "a" і "b", необхідно використовувати інтеграл Коші-Лагранжа. Однак, тому що в оборотних гідромашинах і гідротурбінах число обертів не велике, а отже не велике і число Струхалю, то з певним допущенням можна застосувати інтеграл Бернуллі. В такому випадку з урахуванням $z_a = z_b$ (8.31) можна записати:

$$2A = \Delta p / \gamma = \frac{p_b - p_a}{\gamma} = \frac{V_{ya}^2 - V_{yb}^2}{2g}. \quad (8.32)$$

Зазвичай ізолінії подвійних амплітуд ПТ висловлюють в % від напору:

$$\frac{2A}{H}, \% = \frac{\Delta p}{\gamma H} * 100\% = \frac{V_{ya}^2 - V_{yb}^2}{2gH} * 100\%, \quad (8.32^*)$$

де H – напір для даного режиму, м.

Якщо застосувати інтеграл Коші-Лагранжа, то $\frac{2A}{H},\%$ обчислюємо за формулою (8.32):

$$\frac{2A}{H},\% = \left[\frac{V_{ya}^2 - V_{yb}^2}{2} + (|V_{ya}| - |V_{yb}|)R|\omega_s| \right] \frac{100\%}{gH}. \quad (8.32^{**})$$

8.2.1.2. Двовихрова схема (на основі ТФКЗ)

ММ двовихревої схеми складається з двох фізичних вихорів, що розташовані на діаметрі кола в поперечному перерізі ВТ і рівновіддалених від центру кола на відстані ексцентриситету $e = \bar{e}R$ і двох дзеркально відображених вихорів щодо кола радіуса R , розташованих на відстанях $\frac{R}{e}$ від центру (рис.8.2.)

Циркуляції основних фізичних вихорів: $\Gamma_1 = \Gamma_2 = \frac{\Gamma}{2}$; циркуляції дзеркально відображених вихорів $\Gamma_3 = \Gamma_4 = -\frac{\Gamma}{2}$, де Γ – циркуляція потоку за РК.

Для двовихревої схеми, згідно рис.8.2, комплексний потенціал (8.18) набуває вигляду:

$$W(z) = -\frac{\Gamma_1 i}{2\pi} \ln(z-l_1) - \frac{\Gamma_3 i}{2\pi} \ln(z-l_3) - \frac{\Gamma_2 i}{2\pi} \ln(z-l_2) - \frac{\Gamma_4 i}{2\pi} \ln(z-l_4). \quad (8.33)$$

Виконавши перетворення рівняння (8.33) з урахуванням

$$l_2 = -l_1, l_4 = -l_3, \Gamma_1 = \Gamma_2 = \frac{\Gamma}{2}; \Gamma_3 = \Gamma_4 = -\frac{\Gamma}{2} \quad \text{отримаємо:}$$

$$W(z) = -\frac{\Gamma i}{4\pi} \ln \frac{(z-l_1)(z+l_1)}{(z-l_3)(z+l_3)} = -\frac{\Gamma i}{4\pi} \ln \frac{z^2 - l_1^2}{z^2 - l_3^2}. \quad (8.34)$$

$$V_{xb} = 0, V_{yb} = -\frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{1 + \bar{e}^2}{1 - \bar{e}^2}. \quad (8.39)$$

Швидкості, що індуковані вихорами в т. "a" і "b" однакові по модулю і є максимальним значенням індукованих швидкостей. У даній ММ мінімальним значенням швидкостей є їх значення в точках "c" і "d". Це впливає з того, що точки "c" і "d" віддалені від фізичних вихорів, що розташовані в точках 1 і 2, на максимальну відстань (рис.8.2).

Комплексна швидкість в точці "c" може бути отримана з (8.18) при

$$l_1 = \bar{e}R, l_3 = R/\bar{e}, z_c = iy_c = iR:$$

$$\begin{aligned} \frac{dW(z_c)}{dz} &= V_{xc} - iV_{yc} = -\frac{i\Gamma}{2\pi} \cdot \frac{iy[(\bar{e}R)^2 - (R/\bar{e})^2]}{[(iy)^2 - (\bar{e}R)^2][(iy)^2 - (R/\bar{e})^2]} \Big|_{y_c=R} = \\ &= -\frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{1 - \bar{e}^2}{1 + \bar{e}^2}. \end{aligned} \quad (8.40)$$

З (8.40) витікає, що в точці "c"

$$V_{yc} = 0, V_{xc} = -\frac{\Gamma}{2\pi R} \cdot \frac{1 - \bar{e}^2}{1 + \bar{e}^2}. \quad (8.41)$$

Користуючись таким же методом можна показати, що $V_{-d} = 0, V_{xd} = -V_{xc}$.

Таким чином, в точках "a" і "b" мають місце максимальні значення індукованих швидкостей, а в точках "c" і "d" мінімальні. Аналогічно, як у одновихровій схемі амплітуди ПТ розраховуємо за формулами Бернуллі:

$$2 \frac{A}{H} \cdot 100\% = \frac{\Delta p}{\gamma H} \cdot 100\% = \frac{(V_{ya}^2 - V_{xc}^2)}{2gH} \cdot 100\%, \quad (8.42)$$

чи Коші-Лагранжа

$$2 \frac{A}{H} \cdot 100\% = \frac{\Delta p}{\gamma H} \cdot 100\% = \frac{[(V_{ya}^2 - V_{xc}^2)/2 + (|V_{ya}| - |V_{xc}|)R|\omega_b|]}{2gH} \cdot 100\%. \quad (8.42^*)$$

Для визначення швидкості в точці 1, що дозволяє знайти кутову швидкість обертання вихрової системи і, в кінцевому рахунку, частоту

джгутової ПТ в ВТ, тоді запишемо комплексний потенціал (8.18) для даного випадку:

$$w(z) = -\frac{\Gamma_3 i}{2\pi} \ln(z-l_3) - \frac{\Gamma_2 i}{2\pi} \ln(z-l_2) - \frac{\Gamma_4 i}{2\pi} \ln(z-l_4). \quad (8.43)$$

Так як $l_2 = -l_1, l_4 = -l_3, \Gamma_4 = \Gamma_3 = -\Gamma_2 = -\Gamma/2$, то (8.43) приймає вигляд:

$$w(z) = -\frac{\Gamma i}{4\pi} \ln \frac{z+l_1}{(z-l_3)(z+l_3)} = -\frac{\Gamma i}{4\pi} \ln \frac{z+l_1}{z^2-l_3^2}. \quad (8.43^*)$$

Комплексна швидкість в т.1, що індукована вихорами, що розташовані в т. 2,3,4 в цьому випадку дорівнює:

$$\begin{aligned} \frac{dW(z_1)}{dz} &= V_{x1} - iV_{y1} = -\frac{i\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{z^2 - l_3^2}{z + l_1} \cdot \frac{(z^2 - l_3^2) - 2z(z + l_1)}{(z^2 - l_3^2)^2} = \\ &= -\frac{i\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{-2zl_1 - z^2 - l_3^2}{z^3 - zl_3^2 + z^2l_1 - l_1l_3^2} = -\frac{i\Gamma}{4\pi} \cdot \frac{-3(\bar{e}R)^2 - (\frac{R}{e})^2}{2(\bar{e}R)^3 - 2(\bar{e}R)(\frac{R}{e})^2} = -\frac{i\Gamma}{8\pi\bar{e}R} \cdot \frac{1+3\bar{e}^4}{1-\bar{e}^4}. \end{aligned} \quad (8.44)$$

З (8.44) витікає, що $V_{x1} = 0$, а

$$V_{y1} = \frac{\Gamma}{8\pi\bar{e}R} \cdot \frac{1+3\bar{e}^4}{1-\bar{e}^4}. \quad (8.45)$$

Кутова швидкість обертання фізичних вихорів :

$$\omega_s = V_{y1} / \bar{e}R = \frac{\Gamma}{8\pi(\bar{e}R)^2} \cdot \frac{1+3\bar{e}^4}{1-\bar{e}^4}. \quad (8.46)$$

Частота обертання фізичних вихорів в цьому випадку:

$$f_s = \frac{\omega_s}{2\pi} = \frac{\Gamma}{(4\pi\bar{e}R)^2} \cdot \frac{1+3\bar{e}^4}{1-\bar{e}^4}. \quad (8.47)$$

Частота джгутової ПТ за РК в ВТ, враховуючи, що в даній схемі число фізичних вихорів $z_B=2$:

$$f_{жс} = 2f_s = \frac{\Gamma}{8(\pi\bar{e}R)^2} \cdot \frac{1+3\bar{e}^4}{1-\bar{e}^4}. \quad (8.48)$$

8.2.2. Стінка відсмоктуючої труби моделюється вихровим шаром [7,9].

8.2.2.1. Швидкості, що індуковані основними (фізичними) вихорами на стінці ВТ

Швидкості, індуковані декількома фізичними ВД (рис.8.3):

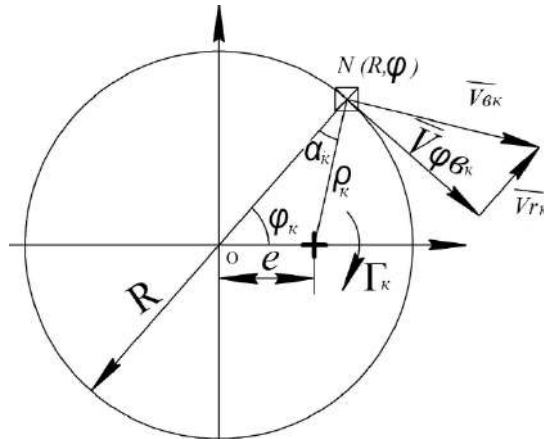


Рисунок 8.3 – Розрахункова схема швидкостей індукованих одним фізичним ВД

$$V_{\phi k} = \frac{\Gamma_k}{2\pi\rho_k} = \frac{\Gamma}{z_\phi 2\pi\rho_k}, \quad (8.49)$$

де z_ϕ – число фізичних ВД,

k – порядковий номер фізичного ВД,

Γ_k – інтенсивність (циркуляція) ВД, де $\Gamma_k = \frac{\Gamma}{z_\phi}$ – вихорі рівної інтенсивності;

Γ – циркуляція за РК.

Проекції швидкості $V_{\phi k}$ в т N на радіальний і окружний напрямки

$$V_{r k} = \frac{\Gamma \sin \alpha_k}{z_\phi 2\pi\rho_k}, \quad (8.50)$$

$$V_{\phi k} = \frac{\Gamma \cos \alpha_k}{z_\phi 2\pi\rho_k}. \quad (8.51)$$

Виконуючи перетворення, аналогічні наведеним в п.2.1.3, отримаємо:

$$V_{erk} = \frac{\Gamma_k \sin \alpha_k}{2\pi \rho_k} = \frac{\Gamma h}{z_\epsilon 2\pi \rho_k^2} = \frac{\Gamma}{2\pi z_\epsilon} \cdot \frac{R \bar{e} \sin(\varphi - \beta_k)}{R^2 + (\bar{e} R)^2 + 2(\bar{e} R) R \cos(\varphi - \beta_k)} =$$

$$= \frac{\Gamma}{2\pi R z_\epsilon} \cdot \frac{\bar{e} \sin(\varphi - \beta_k)}{1 + \bar{e}^2 + 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k)}, \quad (8.52)$$

$$V_{erk} = \frac{\Gamma(1 - \cos^2(\varphi - \beta_k))^{1/2}}{z_\epsilon 2\pi \rho_k} = \frac{\Gamma \left[1 - \frac{(1 - \bar{e} \cos(\varphi - \beta_k))^2}{[1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k)]} \right]^{1/2}}{z_\epsilon 2\pi R(1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k))^{1/2}} =$$

$$= \frac{\Gamma(1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k) - 1 + 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k) - \bar{e}^2 \cos^2(\varphi - \beta_k))^{1/2}}{z_\epsilon 2\pi R(1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k))} =$$

$$= \frac{\Gamma \bar{e} \sin(\varphi - \beta_k)}{z_\epsilon 2\pi R(1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k))}, \quad (8.52^*)$$

$$V_{ek} = V_{ek} \cos \alpha_k = \frac{\Gamma_k}{2\pi \rho} \cos \alpha_k = \frac{\Gamma_k}{2\pi} \cdot \frac{R - e \cos(\varphi - \beta_k)}{R^2 + e^2 - 2 R e \cos(\varphi - \beta_k)} =$$

$$= \frac{\Gamma}{2\pi R z_\epsilon} \cdot \frac{1 - \bar{e} \cos(\varphi - \beta_k)}{1 + \bar{e}^2 - 2\bar{e} \cos(\varphi - \beta_k)}. \quad (8.53)$$

8.2.2.2. Швидкості, індуковані вихровим шаром на стінці ВТ [7]

Елементарна швидкість, що індукована елементарним відрізком вихрового шару, що моделює стінку ВТ (рис. 8.4),

$$dV_c = \frac{d\gamma}{2\pi l}, \quad (8.54)$$

де l – відстань від центру елемента вихрового шару $M(R, \varphi)$ до довільної точки $N(R, \varphi_o)$ на стінці ВТ, $d\gamma = \gamma(s)ds$ – інтенсивність (циркуляція) елементарного вихору. В (2.54) l знаходимо за наступним виразом

$$l = [2R^2 - 2R^2 \cos(\varphi - \varphi_o)]^{1/2} = R \{ 2[1 - \cos(\varphi - \varphi_o)] \}^{1/2} = 2R \sin(\varphi - \varphi_o) / 2 \quad (8.55)$$

Проекції елементарної швидкості dV_c на радіальний і окружний напрямки з урахуванням (8.55)

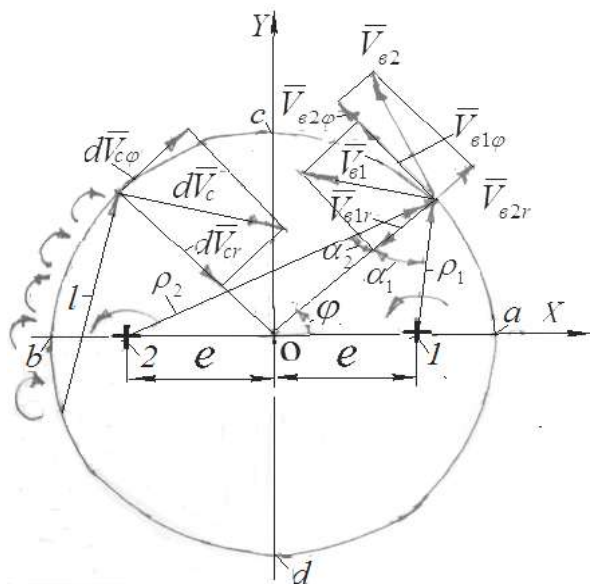


Рисунок 8.5 – Розрахункова схема швидкостей індукованих вихрової поверхнею у випадку багатьох ВД (випадок $k=2$)

$$V\varphi = \sum_{k=1}^{k=z_e} V_{\varepsilon\varphi_k} + \oint_s \frac{1}{2\pi l} \gamma(s) \cos(\bar{R}, \bar{l}) ds + \frac{1}{2} \gamma(s_o). \quad (8.60)$$

Так як $\gamma(s_o) = V\varphi(s_o)$ [2], то

$$V\varphi = 2 \sum_{K=1}^{K=Z_6} V_{\varepsilon\varphi K} + 2 \oint_s \frac{1}{2\pi i} \gamma(s) \cos(\bar{R}, \bar{l}) ds = 2 \sum_{K=1}^{K=Z_6} V_{\varepsilon\varphi} + 2V_{\varepsilon\varphi}. \quad (8.61)$$

Підставляючи в (8.61) вирази $V_{\phi\kappa}$ з багатовихрової схеми і $V_{c\phi}$ з (8.59), отримаємо

$$V\varphi = 2 \sum_{\kappa=1}^{\kappa=\bar{z}_g} \frac{\Gamma(1-\bar{e} \cos(\varphi-\beta_\kappa))}{z_\kappa 2\pi R(1+\bar{e}^2-2\bar{e} \cos(\varphi-\beta_\kappa))} - \frac{\Gamma}{2\pi R} = \frac{\Gamma}{2\pi R} \left(\frac{2}{z_g} \sum_{\kappa=1}^{\kappa=\bar{z}_g} \frac{1-\bar{e} \cos(\varphi-\beta_\kappa)}{1+\bar{e}^2-2\bar{e} \cos(\varphi-\beta_\kappa)} - 1 \right) \quad (8.62)$$

З (8.62), як окремий випадок, можуть бути отримані залежності для $z_6=1$ при $\beta = \varphi_i = 0$.

$$V_\varphi = \frac{\Gamma}{2\pi R} \left[2 \frac{1-\bar{e}}{1+\bar{e}^2-2\bar{e}} - 1 \right] = \frac{\Gamma}{2\pi R} \frac{1+\bar{e}}{1-\bar{e}}, \quad (8.63)$$

при $\beta = 0; \varphi_i = \pi$

$$V_{\varphi} = \frac{\Gamma}{2\pi R} \left[2 \frac{1 + \bar{e}}{1 + \bar{e}^2 + 2\bar{e}} - 1 \right] = \frac{\Gamma}{2\pi R} \frac{1 - \bar{e}}{1 + \bar{e}}. \quad (8.64)$$

З (8.63), (8.64) видно, що формули для визначення екстремальних значень сумарних індукованих швидкостей $V_{\varphi \max}$ з (8.63) і $V_{\varphi \min}$ з (8.64) для одновихрової схеми точно такі ж, як і при іншому способі моделювання стінки ВТ (8.23) і (8.25).

Для визначення амплітуди ПТ необхідно знайти $V_{\varphi \max}^2$ і $V_{\varphi \min}^2$. Вони знаходяться з розрахунку V_{φ} для ряду точок на стінці ВТ (зазвичай 12 точок через $\Delta\varphi = 30$ для побудови відповідного графіка). Потім обчислюємо $\frac{2A}{H}\%$, використовуючи інтеграли Бернуллі або Коші-Лагранжа в залежності від числа Струхаля – Sh за формулами (8.65) або (8.66):

$$\frac{2A}{H}\% = \frac{V_{\varphi \max}^2 - V_{\varphi \min}^2}{2gH} 100\%, \quad (8.65)$$

$$\frac{2A}{H}\% = \left[\frac{V_{\varphi \max}^2 - V_{\varphi \min}^2}{2} + (V_{\varphi \max} - V_{\varphi \min})R|\omega_{\epsilon}| \right] \frac{100\%}{gH}. \quad (8.66)$$

8.3. Просторова ММ розрахунку пульсацій тиску від довільного числа фізичних вихрових джгутів, коли стінка відсмоктуючої труби моделюється вихровим шаром

8.3.1. Просторова ММ модель розрахунку ПТ від ВД у ВТ каф. гідромашин НТУ «ХП»

В цьому розділі наведена просторова ММ розрахунку ПТ від довільного числа фізичних (основних) ВД рівної інтенсивності з рівним кроком у циліндричній ВТ [8,9,15-17]. Ця просторова ММ розрахунку ПТ у ВТ гідротурбіни від довільного числа фізичних ВД ставилася та була вирішена на основі узагальнення існуючих підходів і проведених експериментальних досліджень.

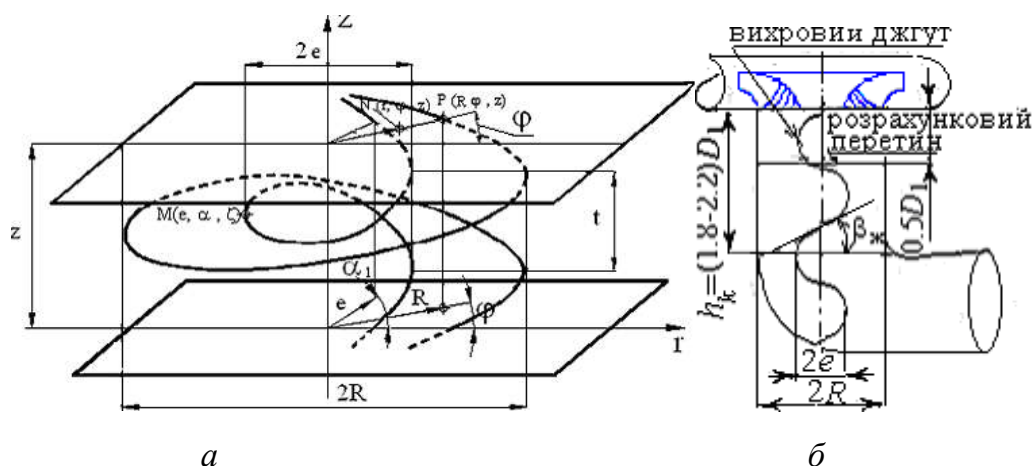


Рисунок 8.6 – Розрахункова схема джгутових ПТ у ВТ по моделі Григор'єва В.І.: а – схема основного ВД (внутрішній – випадок з одним джгутом) і вихрової лінії вихрової поверхні, що моделює стінку ВТ; б – ВД у ВТ

Стінка ВТ, як і у роботах [8,9], моделюється вихровою поверхнею, яка складається з нескінченно великого числа тонких вихрових шнурів змінної інтенсивності з кроком рівним кроку фізичних ВД, які мають форму гвинтової спіралі (рис.8.6 а). Задача розглядається у квазістаціонарній постановці, рідина нев'язка. Поток поза вихором при визначенні індукційованих швидкостей приймається потенціальним. Урахований також додатковий вісесиметричний потік, що обумовлений проходженням рідини через РК. Задача зводиться до пошуку швидкостей у будь-якій точці ВТ.

Сумарна швидкість у ВТ записується

$$\bar{V} = \sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} \bar{V}_{\text{ж} s} + \bar{V}_{\text{п}} + \bar{V}_q, \quad (8.67)$$

де $\bar{V}_{\text{ж} s}$ – швидкості, що індукційовані фізичними ВД, $\bar{V}_{\text{п}}$ – швидкість, що індукційована вихровою поверхнею, $\bar{V}_q$ – швидкість додаткового осесиметричного потоку, $z_{\text{ж}}$ – число ВД, s – порядковий номер фізичних ВД, $1 \leq s \leq z_{\text{ж}}$.

Складові швидкості, що індукційовані вихровими джгутами, визначаються з формул, які наведені у роботі Кочіна М.Є. у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} V_x &= \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\eta-y}{\rho^3} d\zeta - \frac{\zeta-z}{\rho^3} d\eta \right) \\ V_y &= \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\zeta-z}{\rho^3} d\xi - \frac{\xi-x}{\rho^3} d\zeta \right) \\ V_z &= \frac{\Gamma}{4\pi} \int_L \left(\frac{\xi-x}{\rho^3} d\eta - \frac{\eta-y}{\rho^3} d\xi \right) \end{aligned} \right\}, \quad (8.68)$$

де Γ – інтенсивність вихрової лінії, L – довжина вихрової лінії, а ξ, η, ζ і x, y, z – декартові координати точки M на вихорі і довільної точки N відповідно.

Враховуючи, що форма ВД у ВТ з деяким наближенням приймається у вигляді гвинтоподібної спіралі, то можна записати:

$$\xi = e \cos \alpha, \quad \eta = e \sin \alpha, \quad \zeta = t\alpha / 2\pi = m\alpha, \quad (8.69)$$

де e, t, α – радіус (ексцентриситет), крок і кутова координата ВД; при $\alpha=0$ маємо $\zeta=0$. Координати x, y, z довільної точки N записуються:

$$x = r \cos \varphi, \quad y = r \sin \varphi, \quad z = t\alpha_1 / 2\pi = m\alpha_1, \quad (8.70)$$

де r, φ, z – циліндричні координати точки N ; α_1 – значення кута α , при якому $\zeta=z$. Параметр m можна визначити через ексцентриситет – e і кут нахилення гвинтової лінії ВД – $\beta_{\text{ж}}$ (8.71):

$$m = t/2\pi = 2\pi e \operatorname{tg} \beta_{\text{ж}} / 2\pi = e \operatorname{tg} \beta_{\text{ж}} = \bar{e} R \operatorname{tg} \beta_{\text{ж}}, \quad (8.71)$$

де R – радіус ВТ, $\bar{e} = e/R$ – відносний ексцентриситет ВД. Підставляючи ξ, η, ζ із (8.69) і x, y, z з (8.70) у (8.68), маємо

$$\bar{V}_{\text{ж}} = f(\Gamma, \bar{e}, R, \beta_{\text{ж}}, \varphi, \alpha_1, \rho), \quad (8.72)$$

де $\rho = \sqrt{e^2 + r^2 - 2er \cos(\alpha - \varphi) + m^2(\alpha - \alpha_1)^2} = R \sqrt{\bar{r}^2 - 2\bar{e}\bar{r} \cos(\alpha - \varphi) + \bar{e}^2 [1 + (\alpha - \alpha_1)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_{\text{ж}}]}$ – відстань між точками $M(e, \alpha, \zeta)$ та $N(r, \varphi, z)$, $\bar{r} = r/R$ – відносна відстань від довільної точки N поза вихором до осі турбіни.

Узгодження між проекціями швидкостей у циліндричній і декартовій системах координат:

$$V_r = V_x \cos \varphi + V_y \sin \varphi, \quad V_\varphi = V_y \cos \varphi - V_x \sin \varphi, \quad V_z = V_z. \quad (8.73)$$

Розглянемо багатовихрову схему – випадок з декількома фізичними ВД. Підставляючи проекції V_x, V_y, V_z швидкості $V_{\text{ж}}$ з (8.72) в (8.73), знаходимо складові швидкості, яка індуцьована одним з декількох фізичних ВД рівної інтенсивності у довільній точці $N(r, \varphi, z)$ у циліндричній системі координат:

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{ж}sr} &= \frac{\Gamma(\bar{e}R)^2 \operatorname{tg} \beta_{\text{ж}}}{4\pi z_{\text{ж}}} \int_{\alpha_{\text{SH}}}^{\alpha_{\text{SK}}} \frac{\sin(\alpha_s - \varphi) - (\alpha_s - \alpha_{s1}) \cos(\alpha_s - \varphi)}{\rho_s^3} d\alpha \\ V_{\text{ж}s\varphi} &= \frac{\Gamma \bar{e} R^2 \operatorname{tg} \beta_{\text{ж}}}{4\pi z_{\text{ж}}} \int_{\alpha_{\text{SH}}}^{\alpha_{\text{SK}}} \frac{\bar{r} - \bar{e} [\cos(\alpha_s - \varphi) + (\alpha_s - \alpha_{s1}) \sin(\alpha_s - \varphi)]}{\rho_s^3} d\alpha \\ V_{\text{ж}sz} &= \frac{\Gamma \bar{e} R^2}{4\pi z_{\text{ж}}} \int_{\alpha_{\text{SH}}}^{\alpha_{\text{SK}}} \frac{\bar{e} - \bar{r} \cos(\alpha_s - \varphi)}{\rho_s^3} d\alpha \end{aligned} \right\}, \quad (8.74)$$

де $z_{\text{ж}}$ – число фізичних ВД, ρ_s – відстань між точкою на ВД $M_s(e, \alpha_s, \zeta)$ і точкою $N(r, \varphi, z)$ в довільному місці ВТ для випадку з декількома фізичними ВД, s – порядковий номер фізичного ВД, а $\alpha_s = \alpha + \frac{2\pi}{z_{\text{ж}}}(s-1)$,

$$\rho_s = R \left\{ \bar{r}^2 - 2\bar{e}\bar{r}\cos(\alpha_s - \varphi) + \bar{e}^2 \left[1 + (\alpha_s - \alpha_{s1})^2 \operatorname{tg}^2 \beta_{\text{ж}} \right] \right\}^{1/2}.$$

Швидкості, які індуцьовані вихровою поверхнею, що моделює стінки ВТ, є функціями багатьох параметрів

$$\bar{V}_{\text{п}} = f[e, \beta_{\text{ж}}, \gamma(\alpha_2), \varphi, \alpha_1, \rho_{\text{п}}]. \quad (8.75)$$

Невідома функція $\gamma(\alpha_2)$ в (8.75) визначається при виконанні граничних умов на стінці ВТ:

$$\sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} V_{\text{ж}rs} + V_{\text{п}r} = 0, \quad (8.76)$$

$$R \sin \beta_{\text{п}} \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) d\alpha_2 = -\Gamma, \quad (8.77)$$

де $\gamma(\alpha_2)$ – напруженість вихрового шару (вихрової поверхні), що моделює стінку ВТ; β_{π} – кут нахилу вихрової лінії вихрової поверхні; $\Gamma = \Gamma_{2\text{ВТ}}$, а $\Gamma_{2\text{ВТ}}$ – циркуляція за РК біля втулки.

Ці умови дозволяють визначити напруженість $\gamma(\alpha_2)$ із (8.76) з урахуванням (8.77). Підставляючи із рівняння (8.74) вираз для $V_{\text{ж,сп}}$ і $V_{\text{пр}}$ з (8.75) у (8.76) і враховуючи, що $\bar{r} = 1$, $\alpha_1 = \text{const}$, маємо рівняння

$$\lambda \int_0^{2\pi} \gamma(\alpha_2) F(\varphi, \alpha_2) d\alpha_2 = f(\varphi). \quad (8.78)$$

Рівняння у формі (8.78) є рівнянням Фредгольму 1 роду. В роботі воно одержано для багатовихрової схеми, а функції $F(\varphi, \alpha_2)$, $f(\varphi)$ і λ визначені в залежності від $\beta_{\text{ж}}$, що дозволяє при розрахунках безпосередньо вживати експериментальні дані по кутах $\beta_{\text{ж}}$. Для одновихрової схеми це рівняння було складено Григор'євим В.І. Для виконання вимоги (8.76) в розрахунковому перетині, який розміщується на відстані $0,5D_1$ від ободу РК у ВТ (рис.8.6б), виконуємо ряд рішень (3.78) для розрахункової висоти труби h_k . Приблизно в цьому ж місці, згідно з вимогами МЕК, встановлюється датчик для вимірювання тиску у трубі.

Звісно, що безпосереднє рішення рівняння Фредгольму 1 роду (8.78) викликає труднощі у зв'язку з його некоректністю. Тому функцію $\gamma(\alpha_2)$ задаємо в вигляді ряду Фур'є з невідомими коефіцієнтами

$$\gamma(\alpha_2) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos k\alpha_2 + b_k \sin k\alpha_2). \quad (8.79)$$

З (8.79) витікає, що число невідомих коефіцієнтів ряду дорівнює $(2n+1)$, де n – число гармонік, k – номер гармоніки. Тому що a_0 легко знаходиться, використовуючи другу граничну умову (8.78), то в подальшому маємо число невідомих $2n$, які знаходимо з рішення системи

лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) з числом рівнянь також $2n$, які побудовані на основі граничної умови (8.76) в перетвореному вигляді (8.78). Підставляючи (8.79) в другу граничну умову (8.77) знаходимо

$$a_0 = \frac{-\Gamma_{2\text{BT}}}{\pi R \sin \beta_\Pi}.$$

Уведемо в (8.79) позначення: $a_k = x_k$ і $b_k = x_{k+n}$, де $1 \leq k \leq n$, k – номер гармоніки. Рівняння (8.79) в такому випадку записуємо:

$$\gamma(\alpha_2) = -\frac{\Gamma_{2\text{BT}}}{2R\pi \sin \beta_\Pi} + \sum_{k=1}^n x_k \cos k\alpha_2 + \sum_{k=1}^n x_{k+n} \sin k\alpha_2. \quad (8.80)$$

Для розрахунку $\gamma(\alpha_2)$ необхідно визначити невідомі коефіцієнти x_k і x_{k+n} в (8.79). Для отримання необхідного числа рівнянь треба поділити периметр розрахункового поперечного перетину ВТ на число частин, яке дорівнює подвійному числу гармонік ($2n$) і в точках ділення (розрахункові точки) записуємо перетворені умови „непротікання” (8.76) зі зміною $\gamma(\alpha_2)$ згідно (8.80). З метою підвищення точності розрахунків було розглянуто рішення СЛАР для випадку її перевизначеності, що підвищує інформативну значимість невідомих коефіцієнтів x_k і x_{k+n} . В такому випадку приймаємо число розрахункових точок на контурі ВТ значно більше, ніж число невідомих коефіцієнтів, тобто $p \succ 2n$. Отже, одержуємо перевизначену СЛАР у вигляді (8.81):

Для визначення невідомих коефіцієнтів використовуємо принцип найменших квадратів. Вибір рішення ведемо по отриманій мінімальній нев'язці $S = \sum_{i=1}^p \left[b_i - \sum_{j=1}^{2n} a_{ij} x_j \right]^2 \longrightarrow \min$ системи рівнянь (8.81).

$$\left. \begin{aligned} & \sum_{k=1}^n x_k \int_0^{2\pi} \cos k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2 + \sum_{k=n+1}^{2n} x_{k-n} \int_0^{2\pi} \sin k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2 = \frac{1}{\lambda} f(\varphi_1) + \\ & + \frac{\Gamma}{2\pi R \sin \beta_{\pi}} \int_0^{2\pi} F(\alpha_2, \varphi_1) d\alpha_2, \\ & \dots\dots\dots, \\ & \sum_{k=1}^n x_k \int_0^{2\pi} \cos k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2 + \sum_{k=n+1}^{2n} x_{k-n} \int_0^{2\pi} \sin k\alpha_2 F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2 = \frac{1}{\lambda} f(\varphi_{2n}) + \\ & + \frac{\Gamma}{2\pi R \sin \beta_{\pi}} \int_0^{2\pi} F(\alpha_2, \varphi_p) d\alpha_2. \end{aligned} \right\}, \quad (8.81)$$

де $\varphi_i = 2\pi(i-1)/p$, i – номер розрахункової точки, а $p > 2n$.

Система (8.81) може бути записана також в матричному вигляді

$$Ax=b, \quad (8.82)$$

де A – неквадратна матриця розмірності $(p) \times (2n)$ з елементами:

$$\begin{aligned} a_{ij} &= \int_0^{2\pi} \cos j\alpha_2 F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2, \quad 1 \leq j \leq n, \text{ а } j=k, \\ a_{ij} &= \int_0^{2\pi} \sin (j-n)\alpha_2 F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2, \quad n+1 \leq j \leq 2n, \text{ а } j=k+n; \end{aligned} \quad (8.83)$$

x – шуканий вектор-стовпець, b – відомий вектор-стовпець з елементами:

$$b_i = \frac{1}{\lambda} f(\varphi_i) + \frac{\Gamma_{2\text{вт}}}{2\pi R \sin \beta_{\pi}} \int_0^{2\pi} F_i(\alpha_2, \varphi_i) d\alpha_2.$$

Тоді рішення СЛАР (8.82) має вигляд

$$\tilde{A}Ax = \tilde{A}b, \quad (8.84)$$

де $\tilde{A}$ – транспонована матриця, а $\tilde{A}A$ – квадратна матриця розмірності $2n \times 2n$, незалежно від того, як сильно була перевизначена система.

Таким чином, з рішення (8.84) знаходимо коефіцієнти x_j , а потім визначаємо напруженість вихрового шару $\gamma(\alpha_2)$. Для реалізації системи (8.84) використовуємо чисельні методи Гауса з вибором головного елемента. Інтеграли, які входять у систему рівнянь, розраховуються по формулах Сімпсона і схемі інтегрування Гауса.

Розрахунки по оптимізації функції інтенсивності вихрової поверхні ВТ $\gamma(\alpha_2)$. Для знаходження інтенсивності вихрової поверхні ВТ $\gamma(\alpha_2)$ у розрахунковому перетині пропонується її модель у вигляді усіченого ряду Фур'є. Ступінь усікання полягає в обмеженому числі членів цього ряду до $n=10$ гармонік. Із граничних умов «непротікання», записаних для ряду точок поперечного перерізу ВТ у розрахунковому перетині, складена переповнена система лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) в матричному виді. Вона записується у вигляді $A\vec{x} = \vec{b}$, де $\vec{x}$ – вектор невідомих коефіцієнтів Фур'є. Метод найменших квадратів (МНК) приводить до узагальненої системи $\tilde{A}Ax = \tilde{A}b$, де $\tilde{A}$ – транспонована матриця, а $\tilde{A}A$ – квадратна матриця розмірності $2n \times 2n$, незалежно від того, як сильно була перевизначена система.

Знайдений із цієї системи узагальнений розв'язок не обов'язково повинен задовольняти першій системі через неточність вихідних даних, а саме коефіцієнтів матриці A і вільних членів b . Крім того, виникають при введенні інформації в машину погрішності перекладу з однієї системи вираховання в іншу, обчислення елементарних функцій, використання обчислювальних алгоритмів, оскільки всі обчислення проводяться з округленням. Тому завжди виходить наближений розв'язок x , точність якого нас може не влаштовувати.

Тоді $\vec{x} = \vec{x}_1 + \vec{z}$, де $\vec{z}$ – є уточнення розв'язку, а $\vec{x}_1$ – перше наближення до розв'язку, тоді маємо $A(\vec{x}_1 + \vec{z}) = \vec{b}$ і при цьому $A\vec{x}_1 + A\vec{z} = \vec{b}$, звідки $A\vec{z} = \vec{b} - A\vec{x}_1$, де розбіжність між правою частиною $\vec{b}$ і наближеною лівою частиною $A\vec{x}_1$, назовемо нев'язкою наближеного розв'язку $\vec{x}$, точніше вектор-нев'язкою і позначимо цей вектор $\vec{r}_1$. Тоді замість вихідного рівняння будемо мати рівняння для уточнення до наближеного розв'язку $A\vec{z} = \vec{r}_1$. Оскільки звичайно модуль $\vec{r}_1$ набагато менше модуля правої частини $\vec{b}$, то

отримане нове рівняння вдається розв'язати вже з більш високою абсолютною точністю, тому відносна точність наближеного розв'язку $\vec{x}_1$ повинна підвищуватися.

Маючи розподіл $\gamma(\alpha_2)$ визначаємо V_n , а потім і сумарну швидкість на стінці ВТ по (3.1). Осьова (витратна) та окружна (від циркуляційного вихрового потоку) складові швидкості V_q додаткового осесиметричного потоку у (8.67) визначаються по залежностях $V_{qz} = Q/\pi \cdot R^2 (1 - \sum_{i=1}^{z_{\text{ж}}} \bar{d}_{\text{ж}}^2)$ і

$$V_{q\varphi} = \frac{\Gamma_{2\text{пер}} - \Gamma_{2\text{вт}}}{2\pi R} \text{ відповідно.}$$

Розрахунки максимальної і мінімальної сумарних швидкостей проводяться у розрахунковому перетині при постійному значенні циркуляції для обраного режиму по оборотах і витраті на стінці ВТ. Подвійну амплітуду ПТ визначаємо з використанням інтегралу Бернуллі:

$$\frac{2A}{H} \cdot 100\% = \frac{V_{\text{max}}^2 - V_{\text{min}}^2}{2gH} \cdot 100\%, \quad (8.85)$$

де A – амплітуда пульсацій тиску, м; H – напір випробувань, м. В (8.85) V_{max} і V_{min} визначені із урахуванням формул $V = (V_r^2 + V_{\varphi}^2 + V_z^2)^{1/2}$, де $V_r = \sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} V_{\text{жsr}} + V_{\text{пр}}$; $V_{\varphi} = \sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} V_{\text{жс}\varphi} + V_{\text{п}\varphi} + V_{q\varphi}$; $V_z = \sum_{s=1}^{z_{\text{ж}}} V_{\text{жс}z} + V_{\text{п}z} + V_{qz}$ (на стінці $\bar{r}=1, V_r=0$).

Для розрахунку частоти пульсацій тиску визначаємо окружну швидкість на одному з фізичних ВД у розрахунковому перетині при $r = e$:

$$V'_{\varphi} = \sum_{S=1}^{S=Z_{\text{ж}}} V_{\text{жс}\varphi} + V_{\text{п}\varphi}. \quad (8.86)$$

В (8.86) $V_{\text{жс}\varphi}$ – окружна складова швидкості, що індуцьована фізичними ВД; $V_{\text{п}\varphi}$ – окружна складова швидкості, яка індуцьована вихровою поверхнею, що моделює стінку ВТ. В (8.86) не урахована $V_{q\varphi}$, що

має невеликі значення при $\bar{e} = 0 - 0.6$. Визначивши V'_φ , знаходимо кутову частоту обертання джгута $\omega_{\text{ж}} = \frac{V'_\varphi}{Re}$ і частоту ПТ за РК – $f_{\text{ж}} = \frac{V'_\varphi z_{\text{ж}}}{2\pi Re}$.

8.3.2. Результати чисельних експериментів по прогнозуванню пульсацій тиску від ВД у ВТ РО гідротурбін

Наведені результати чисельних експериментів по прогнозуванню ПТ, які проводились згідно вище приведеної ММ. Послідовність розрахунків наведена на спрощеній схемі (рис.8.7).

Програми для визначення ПТ складені на мові Фортран і у середовищі Mathcad. Одержані прогнозні пульсаційні характеристики для турбін РО115, РО230 (рис.8.11), РО310 розробки ВАТ “Турбоатом”. Отриманий рівень ПТ є допустимим і гарантує надійну роботу гідротурбін.

Апроксимація розв'язку СЛАР МНК з вагами [50,51]. При уточненні розв'язку системи $A\vec{x} = \vec{b}$ не всі нев'язки однаково рівнозначні. Щоб зрівняти вагомість нев'язок для МНК, необхідно користуватися цим методом з урахуванням ваги точок даних. Замість того щоб вирішувати завдання

$\min_x \sum_{i=1}^p (\vec{b} - A\vec{x})_i^2$, щодо параметрів x , ми будемо вирішувати завдання

$\min_x \sum_{i=1}^p w_i (\vec{b} - A\vec{x})_i^2$, де w_i – вага, що відбиває важливість точок даних, тобто

кожній нев'язці можна приписати її вагу. Якщо помилка i -го рівняння e_i , то

вибираємо $w_i = 1/e_i^2$. Усі програми, використовувані для розв'язку

незваженої задачі методу МНК, можна використовувати для розв'язку

зважених завдань. Для цієї мети необхідно зробити масштабування правої

частини системи $\vec{b}$ -й матриці коефіцієнтів A . Для цієї мети потрібно

кожний рядок матриці A і рядок вектора $\vec{b}$ помножити на вагу w_i , а потім

розв'язати завдання мінімізації $\min_x \sum_{i=1}^p (\vec{b}_w - A_w \vec{x})_i^2 = \min_x (\vec{b} - A\vec{x})^T \vec{w} (\vec{b} - A\vec{x})$. Так вага

w_i була взята зворотньою величиною квадрата нев'язки для кожного i рядка системи, $w_i = 1/(b_i - \sum_{j=1}^{2n} A_{i,j} x_j)^2$, де i – фіксується й міняється від 1 до p , а j від 1 до $2n$, де n – число гармонік, p – число рівнянь. Замість вихідної системи $A\vec{x} = \vec{b}$ необхідно вирішувати систему $A_w \vec{x} = \vec{b}_w$ зі зваженими на нев'язки коефіцієнтами.

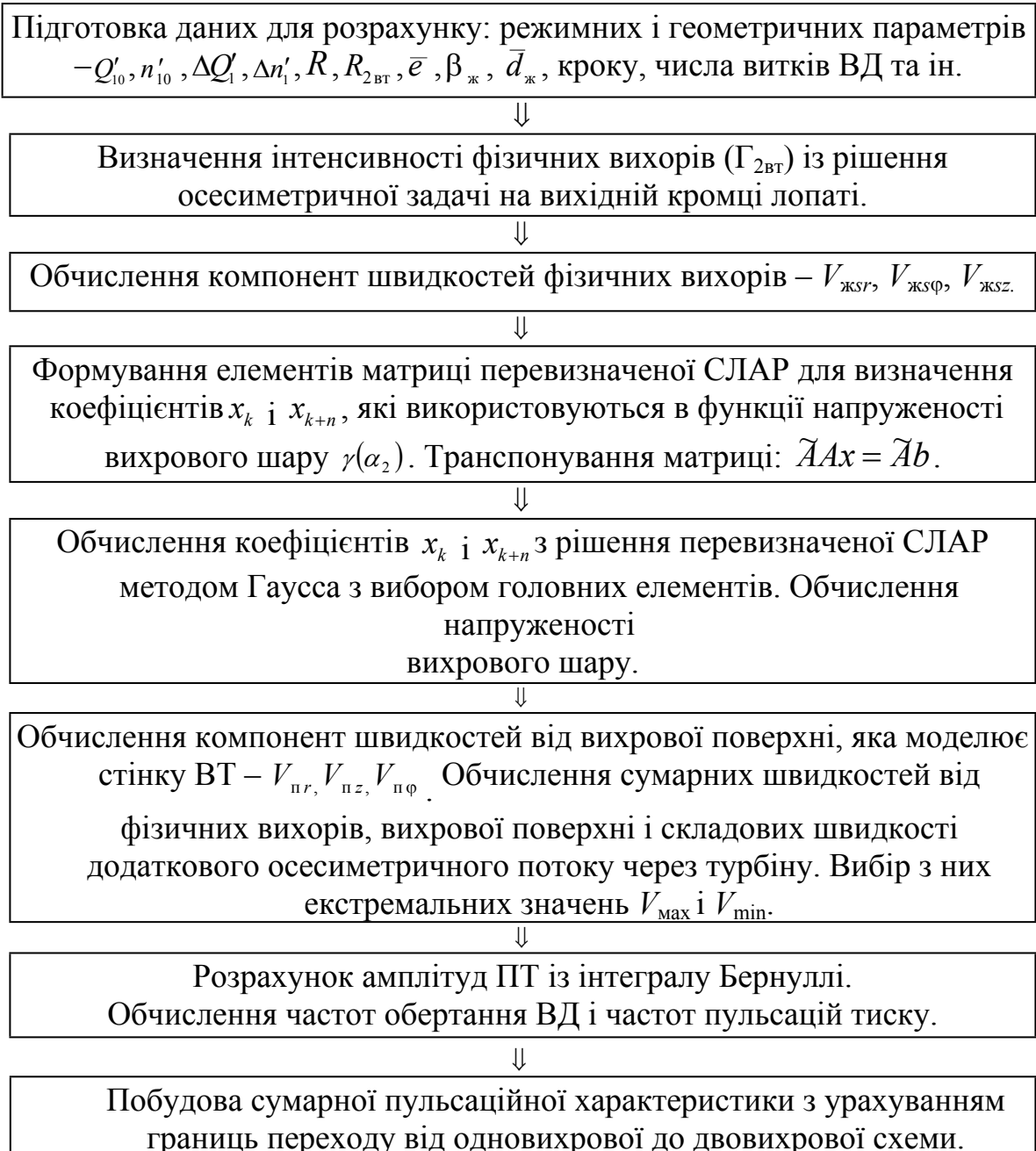


Рисунок 8.7 – Схема розрахунку джгутових ПТ у ВТ РО гідротурбіни

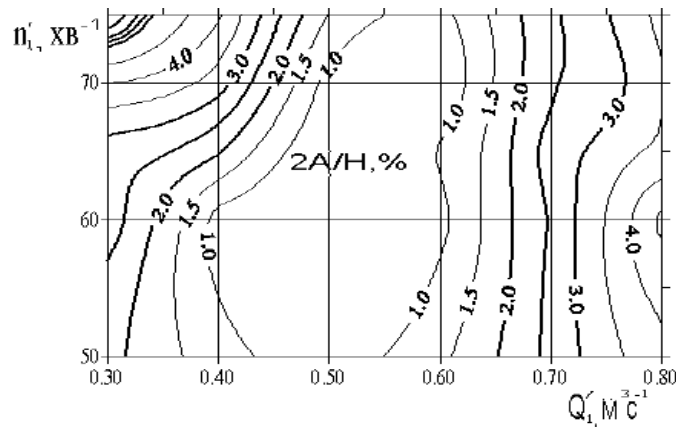


Рисунок 8.8 – ПТ в трубі турбіни РО230 з рівняння Бернуллі по МНК з вагами

Метод МНК із вагами був реалізований програмно мовою Фортрана і отримана пульсаційна характеристика для модельної турбіни РО230 рис.8.8 Тоді коефіцієнти в новій системі будуть визначатися з вагами:

$$w_i = 1 / e_i^2, (b_w)_i = b_i / (b_i - \sum_{j=1}^{2n} A_{i,j} x_j)^2, (A_w)_i = A_{i,j} / (b_i - \sum_{j=1}^{2n} A_{i,j} x_j)^2.$$

Розв'язок системи $A\vec{x} = \vec{b}$ рівносильний відшукуванню мінімуму квадрата нев'язки $|A\vec{x} - \vec{b}|$, тобто мінімуму функції $F(x_1, x_2, \dots, x_N) = |A\vec{x} - \vec{b}|^2$, або $F(\vec{x}) = |A\vec{x} - \vec{b}|^2$, де $\vec{x}$ (коефіцієнти Фур'є) – це вектор $(x_1, x_2, \dots, x_N)$. Для знаходження мінімуму функції n - змінних, у випадку $N = 20$, оскільки ми беремо $N = 2n$, $n = 10$ гармонік, застосовувався метод Бroyдена-Флетчера-Гольдфарба-Шанно (БФГШ) [52–54].

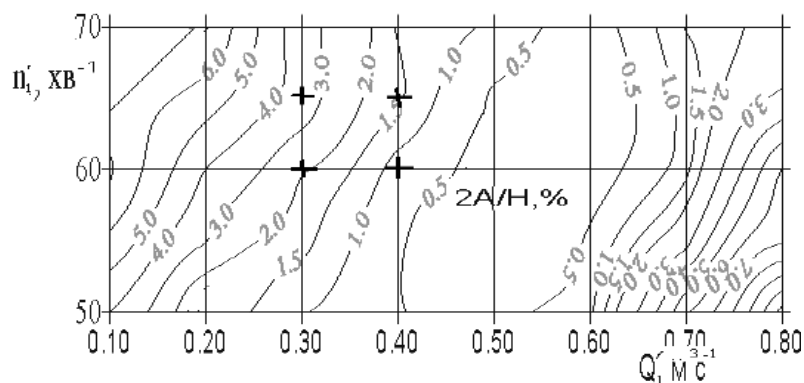


Рисунок 8.9 – ПТ тиску в трубі турбіни РО230 з рівняння Бернуллі по методу БФГШ

Розрахунки методом БФГШ. Вони також проводилися для моделі гідротурбіни РО230 рис.8.9.

Метод БФГШ заснований на формулі (8.88), тут апроксимується матриця Гессе, то напрямок одновимірному пошуку d_k необхідно обчислювати шляхом вирішення СЛАР (8.89)

$$H_{k+1} = H_k + \frac{p_k p_k^T}{p_k^T s_k} - \frac{H_k s_k (H_k s_k)^T}{(H_k s_k)^T s_k}, \quad (8.88)$$

де H_{k+1} – матриця, p_k , s_k – вектори,

$$H_k d_k = -g_k \quad (8.89)$$

Перша ітерація починається із заданої початкової точки x_0 , і в напрямку антиградієнта виконується одновимірний пошук:

$$H_0 = E, d_0 = -g_0, H_k d_k = -g_k, \lambda_0 = \operatorname{argmin}_{\lambda} f(x_0 + \lambda d_0), x_1 = x_0 + \lambda d_0 \quad (8.90)$$

Наступні ітерації проводяться з урахуванням формул (8.88) и (8.89):

$$p_{k-1} = g_k - g_{k-1}, s_{k-1} = x_k - x_{k-1} \quad (8.91)$$

$$v_{k-1} = H_{k-1} s_{k-1}, H_{k1} = H_{k-1} + \frac{p_{k-1} p_{k-1}^T}{p_{k-1}^T s_{k-1}} - \frac{v_{k-1} v_{k-1}^T}{v_{k-1}^T s_{k-1}}, \quad (8.92)$$

$$H_k d_k = -g_k, \lambda = \operatorname{argmin}_{\lambda} f(x_k + \lambda d_k), x_{k+1} = x_k + \lambda_k d_k \quad (8.93)$$

Ітерації тривають до тих пір, поки виконується умова $\|x_{k-1} - x_k\| > \xi$.

За формулами (8.88)–(8.93) складемо алгоритм методу БФГШ.

Вхідні параметри: p_k – початкова точка пошуку, $f(x)$ – процедура обчислення функції, ξ – допустима похибка

1. Обчислити $g_x = \nabla f(x)$, покласти $d = -g_x, H = E$.
2. Обчислити $r = \operatorname{argmin}_{\lambda} f(x + \lambda d)$, $s = rd$.
3. Покласти $x = x + s, g_y = g_x$.
4. Обчислити $g_x = \nabla f(x)$, $p = g_x - g_y, v = Hs$.
5. Покласти $H = H + pp^T (p^T s) - vv^T (v^T s)$.
6. Вирішити СЛАР $Hd = -g_x$.
7. Якщо $\|s\| > \xi$, то перейти до кроку шагу 2.

8. Зупинитися.

Уточнення коефіцієнтів Фур'є було зроблено по методу БФГШ. З'явилася можливість порівняти результати методу БФГШ при розрахунках ПТ по рівнянню Бернуллі з експериментальними значеннями у полі універсальної характеристики.

На режимі $Q'_1 = 0,3 \text{ м}^3 \text{ с}^{-1}$ і $n'_1 = 60 \text{ хв}^{-1}$ рис.3 БФГШ дає амплітуди ПТ – 2,25%, експеримент – 2,55%. При $Q'_1 = 0,3 \text{ м}^3 \text{ с}^{-1}$ і $n'_1 = 65 \text{ хв}^{-1}$ маємо відповідно – 3,65%, і 3,5%. При $Q'_1 = 0,4 \text{ м}^3 \text{ с}^{-1}$ і обертах $n'_1 = 60 \text{ хв}^{-1}$ маємо відповідно – 0,8% і 1,3%. При $Q'_1 = 0,4 \text{ м}^3 \text{ с}^{-1}$ і $n'_1 = 65 \text{ хв}^{-1}$ маємо відповідно – 1,6% і 1,4%. Тобто метод БФГШ дає досить близькі до експерименту результати. Похибка при розрахунку амплітуд ПТ складає приблизно 15-20% в порівнянні з експериментальними даними в широкому діапазоні режимів роботи гідротурбіни.

Визначення циркуляції за РК здійснювалося на основі спрощеної осередненої осесиметричної задачі з урахуванням робіт Етінберга І.Е. і Гольдіна С.Л. Спочатку визначалася швидкість V_m із рівняння $dV_m/dl + M(l)V_m = N(l)$, а потім розраховувалась циркуляція за РК біля втулки $\Gamma_{2\text{вт}} = 2\pi R_{2\text{вт}} (R_{2\text{вт}} \pi / 30 - V_m \text{ctg} \beta_{2\text{вт}})$, де $\beta_{2\text{вт}} = \beta_{2\text{л}} + \Delta\beta$, а $\Delta\beta \approx 1^\circ - 3^\circ$.

Важливим моментом для розрахунку ПТ була підготовка геометричних параметрів ВД – ексцентриситету, відносного діаметра і кута нахилання вихрової лінії. Вона здійснювалася на основі апроксимації даних, що були одержані з візуальних експериментів з фотографуванням ВД і з використанням датчика-зонда тиску.

Для ВД гідротурбін на основі експериментів були одержані залежності у вигляді поліномів для відносного ексцентриситету – $\bar{e}$, відносного діаметра – $\bar{d}_ж$, а також кута нахилання вихрової лінії – $\beta_ж$ у полі універсальної пульсаційної характеристики у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \bar{e}(n'_1, Q'_1) &= A_0 + A_1 Q'_1 + A_2 Q'^2_1 \\ \bar{d}_ж(n'_1, Q'_1) &= B_0 + B_1 Q'_1 + B_2 Q'^2_1 \\ \beta_ж(n'_1, Q'_1) &= 90^\circ(1 - C_1 Q'_1 + C_2 Q'^2_2 + C_3 Q'^3_3) \end{aligned} \right\}, \quad (8.87)$$

де $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2, C_1, C_2, C_3$ – змінні коефіцієнти, що є поліномами від n'_1 .

Для модельної гідротурбіни РО170 $\bar{e}, \bar{d}_ж, \beta_ж$ були визначені із експериментів для зони $\bar{Q}'_1 = 0,4 - 1,2$, $\bar{n}'_1 = 0,9 - 1,1$, де $\bar{n}'_{1i} = \frac{n'_{1i}}{n'_{1\text{опт}}}$, $\bar{Q}'_{1i} = \frac{Q'_{1i}}{Q'_{1\text{опт}}}$ (рис. 8.10).

Ці параметри можуть бути також визначені за допомогою приблизних емпіричних залежностей типу $\bar{e} = (4|(\bar{Q}'_1 - \bar{n}'_1)|\bar{Q}'_1 + 1)/(4 + |(\bar{Q}'_1 - \bar{n}'_1)|\bar{Q}'_1)$, $\beta_ж = 90(1 - k\sqrt{\bar{e}})$, де $k = 0,7 - 0,9$, і які були одержані на основі модельних експериментів для гідротурбін РО115-170.

З урахуванням отриманих апроксимацій (8.87) були виконані розрахунки по прогнозуванню ПТ для РО гідротурбін для діапазону напорів 100-300 м. Розширення діапазону застосування залежностей (8.87) по напорах потребує додаткових розрахунково-експериментальних досліджень. На рис.8.10 представлені залежності $\bar{e}, \bar{d}_ж, \beta_ж$ від $\bar{Q}'_1$ при розрахунковому напорі $\bar{n}'_1 = \bar{n}'_{1p}$ для випадку одного ВД.

Це дало можливість розраховувати інтенсивність ВД з урахуванням геометрії вихідної кромки лопаті через циркуляцію у втулкових перетинах РК. Проведене порівняння циркуляції, що була здобута на основі розрахунків, з циркуляцією, що була здобута із зондових випробувань, свідчить про задовільне їхнє узгодження.

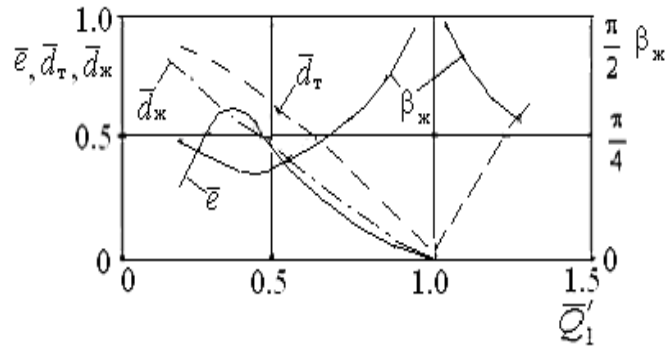


Рисунок 8.10 – Залежності $\bar{e}, \bar{d}_j, \beta_j$ від $\bar{Q}'_1$ для $\bar{n}'_1 = \bar{n}'_{1p}$

$\bar{d}_t$ – відносний теоретичний діаметр ВД з формули Мураками М.,
 $\bar{d}_j$ – відносний діаметр видимої частини ВД з візуального експерименту

На рис.8.11 наведені розрахункові амплітуди ПТ у гідротурбіні РО230 у випадку одного ВД. Зліва від оптимуму визначаємо границю переходу від одновихрової схеми до двовихрової (лінія II-II) по значенню параметра $\Pi=2,5$, який визначений з експериментів у роботах Фелвея Г. Лінія I-I задовольняє умові $\bar{e} + \bar{r}_j \leq 0.98$, зліва від неї $\bar{e}$ змінюється по лінійному закону від $\bar{e} = \bar{e}_{\max}$ до $\bar{e} = 0$ при $\bar{Q}'_1 = 0$ (рис.8.11).

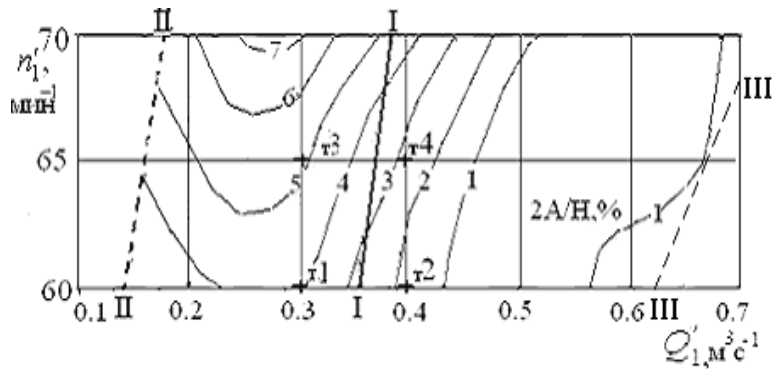


Рисунок 8.11 – Розрахункові амплітуди ПТ (2A/H,%) в гідротурбіні РО230/3234
 + – експериментальні точки (в т. 1-3,5%, т. 2-1,3%, т. 3-3,8%, т. 4-1,9%)

Праву від оптимуму границю переходу одного ВД до двох приймаємо на основі експериментальних даних: її координати по витраті, приблизно $(1,15-1,3)\bar{Q}'_{\text{опт}}$ – лінія III-III. Розглянута методика дозволяє виконати розрахунки ПТ для випадку з декількома ВД при наявності додаткових

даних про їх геометрію та інтенсивність. Шляхом накладання характеристик у полі $Q_1' - n_1'$ можна отримати сумарну пульсаційну характеристику.

8.4. Розрахунки джгутових ПТ у ВТ гідротурбін на основі пакетів програм CFD

З розвитком методів математичного моделювання і широким впровадженням в інженерну практику ЕОМ з'явилася можливість заміни фізичного експерименту чисельним. Розвиток комп'ютерної техніки зробило можливим застосування сучасних методів обчислювальної гідродинаміки до опису турбулентних течій в просторових геометрично складних об'єктах, таких як протокова частина гідротурбіни. Останнім часом з'явилася велика кількість робіт, в яких в тривимірній постановці проведені розрахунки різних процесів в гідротурбінах [40-49]. Серед зарубіжних дослідників можна відзначити роботи Doerfler P., Ruprecht A. [30-32], роботи співробітників інституту теплофізики СВ РАН Росії [41], які внесли вагомий вклад у розвиток методів обчислювального моделювання стосовно гідротурбін. Отримано добре узгодження розрахункових і експериментальних даних. Виявлена сильна нерівномірність потоку за коліном ВТ (ВТ), яка сильно знижує пропускну здатність ВТ. В роботі [42] було проведено чисельне моделювання течії в ВТ з використанням різних моделей турбулентності. Показано, що широко використовується модель $k-\varepsilon$ не відображує мінімуми тиску в коліні ВТ. За підсумками проведеного дослідження найкращі результати продемонструвала модель $k-\omega$ SST, яка дозволяє отримати коректний розподіл тиску. В роботі [44] представлені результати моделювання нестационарної течії у ВТ гідротурбіні PO230. Проведене зіставлення результатів розрахунку з експериментальними даними показує прийнятну згоду розрахунку і експерименту, як по локальних характеристикам течії

(профілі швидкості, розподіл тиску у ВТ), так і за інтегральними характеристиками роботи турбіни (ККД, витрата води через турбіну). Таким чином, чисельне моделювання дає нові можливості, оскільки дозволяє проаналізувати структуру течії і на основі цього спрогнозувати пульсаційні характеристики.

У практичних розрахунках ПТ у ВТ гідротурбін поряд з вищевказаними підходами використовуються більш прості просторові моделі розрахунку ВД для нев'язкої рідини в яких час розрахунку прогнозних пульсаційних характеристик значно менше і їх результати можуть використовуватися у розрахунках на міцність елементів проточної частини гідротурбіни [15-17].

Метою досліджень було порівняння сучасних методик розрахунку низькочастотних джгутових ПТ у ВТ жорстколопатевої гідротурбіни з даними експериментів, тобто продемонструвати можливості сучасного чисельного моделювання.

8.4.1. Математичні моделі

При описі течій в гідротурбін доводиться стикатися з проблемами: з необхідністю моделювання турбулентності в каналах складної геометричної форми і сильної закрутки потоку. Для цього потрібні моделі турбулентності, що описують великомасштабні пульсації потоку. Широке поширення, в інженерних розрахунках $k-\epsilon$ і $k-\omega$ моделі турбулентності погано описують такі течії. Щоб поліпшити моделювання турбулентних закручених течій намагаються, як модифікувати URANS моделі турбулентності і використовувати методи в яких вирішуються великомасштабні турбулентні вихори (LES, DES). Для моделювання цього явища необхідно застосовувати нестационарні, вихрові методи – метод моделювання великих вихорів (Large Eddy Simulation – LES), при цьому необхідна детальна сітка поблизу стінок. RANS моделі економічні і добре

описують прикордонні шари. В роботі [46] був запропонований метод відокремлених вихорів (DES). При моделюванні гідротурбін необхідно враховувати обертання РК і взаємодії ротора-статора. Поширеним і простим способом моделювання обертання РК є використання обертової системи координат. Перехід у обертову систему дозволяє моделювати течії в наближенні, при якому РК нерухомо, а рідина натікає на нього – "загальмоване колесо". Проведені численні тестові розрахунки [41-43], що вказують на гідність такого підходу.

Нижче наведені рівняння ММ, що виражають закони збереження у обертовій системі координат. Рівняння нерозривності (закон збереження маси):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0.$$

Рівняння кількості руху (закон збереження імпульсу) для відносних швидкостей (8.94):

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \nabla(\rho V V) = -\nabla P + \nabla(\tau^m + \tau') + (\rho - \rho_0)g + \rho(2\Omega \times V + \Omega \times (\Omega \times r)) \quad (8.94)$$

де V – вектор швидкості рідини, τ – тензор в'язких напружень, Ω – вектор кутової швидкості обертання РК, P – статичний тиск, ρ – щільність. При переході в обертову систему координат в правій частині рівняння збереження імпульсу записуються сила Коріоліса і відцентрова сила.

Складові тензора в'язких напруг τ^m визначаються як (8.95)

$$\tau_{ij}^m = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right], \quad (8.95)$$

де μ – динамічна (молекулярна) в'язкість, u_i – компоненти вектора швидкості, δ_{ij} – символ Кронекера. При побудові двопараметричних моделей турбулентності для визначення компонент тензора Рейнольдсових

напруг τ' використовують гіпотезу Буссінеска про ізотропність турбулентної в'язкості:

$$\rho \overline{V'V'} = \mu_t \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right] \quad (8.96)$$

де μ_t – турбулентна в'язкість, k – кінетична енергія турбулентних пульсацій.

Метод DES поєднує підходи RANS і LES. В областях потоку, де розмір обчислювальної сітки D достатній для вирішення енергонесучих вихорів, т. Е. При $\Delta < L_t$ застосовується метод LES, а в решті області – $\frac{3}{4}$ RANS. При моделюванні відокремлених вихорів цей характерний масштаб турбулентності замінюється функцією $L_t = \min(d, C_{DESA})$, де C_{DESA} – константа, а d визначається, як максимальний з трьох розмірів контрольного обсягу $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$. Таким чином, в прикордонних шарах працюють RANS моделі, а в решті області – LES. У роботі [47] використовується DES – метод, заснований на $k-\omega$ SST моделі Ментера [46] і обмежений турбулентною в'язкістю: $\bar{\mu}_t = \mu_t / F_{des}$, $F_{des} = \max(L_t / C_{DES} \Delta, 1)$, $L_t = k^{1.5} / \varepsilon$, $C_{DESA} = 0,61$.

Проведені тестові розрахунки показали, що дана методика за прийнятні часи розрахунку дозволяє достовірно розглянути великомасштабні турбулентні пульсації у всьому тракті гідротурбіни і оцінити їх амплітудно-частотні характеристики [41-43]. Дискретизація рівнянь переносу здійснювалася за методом контрольного обсягу на неструктурованою сітці. Зв'язок полів швидкості і тиску для нестисливої рідини реалізовувався за допомогою процедури SIMPLEC. Для апроксимації конвективних членів рівняння для компоненти імпульсу використовувалася схема Quick. Нестационарні і дифузійні складові апроксимувались по схемі 2-го порядку точності.

8.4.2. Порівняння розрахунків з експериментом

Розрахунки низькочастотних ПТ були проведені для РО гідротурбіни високонапірної ГЕС ($N=340$ МВт, $H=120$ м), частота обертання РК $n=2,08$ Гц. Для розрахунків виконувалась геометрія, що представляла точну копію гідроагрегату, яка включала в себе всі основні вузли турбіни – спіральну камеру (СК), напрямний апарат (НА), РК, ВТ, за винятком підвідного водоводу [47].

Для даної геометрії була побудована неструктурована розрахункова сітка. Загальна деталізація розрахункової сітки склала 4,1 млн. вузлів, яка була згущена в області лопаті РК і лопаток НА. Попередньо були проведені методичні розрахунки показали, що такої деталізації розрахункової сітки досить для отримання прийнятних по точності результатів.

Для даної геометрії були проведені рас подружжя нестационарної течії для значень відкриття направляючого апарату в діапазоні від $a_0 = 100$ мм до 550 мм. Повний напір задавався рівним $H = 113$ м. Частота обертання РК – 125 хв⁻¹. Розрахунки проведені в однофазної постановці – кавітація і наявність повітря не враховувалися. Граничні умови ставилися на вході в СК гідроагрегату. При цьому на вході задавалося умова фіксованого повного напору. Розрахункові значення інтегральних характеристик були отримані усередненням нестационарних величин за часом. Експериментальні дані були отримані в ході випробувань на модельному гідравлічному стенді і перераховані на натурні параметри. Розбіжність розрахунку і вимірювань по витраті не перевищувала 0,3%, за проектною потужністю 0,5% і по ККД 0,9% у всьому діапазоні a_0 . Крім інтегральних характеристик течії для аналізу пульсаційних характеристик течії великий інтерес представляє поведінка структури течії в турбіні при різних режимах роботи. На рис. 8.12 показана типова вихрова структура течії за РК при

різних відкриттях a_0 НА гідроагрегату. Структура течії показана за допомогою ізоповерхонь тиску.

При малих відкриттях НА рис. 8.12а. в міжлопатевих каналах РК формуються вихори, які зриваються з вихідних кромок. При великих відкриттях НА рис. 8.12б межлопатеві вихори в РК не утворюються. При цьому вихор за РК навпаки досягає максимальних розмірів, доходячи до поворотного коліна ВТ, викликаючи не тільки синхронні, але і асинхронні коливання потоку. На оптимальному режимі роботи гідротурбіни рис. 8.12б радіус прецесії вихору зменшується практично до нуля.

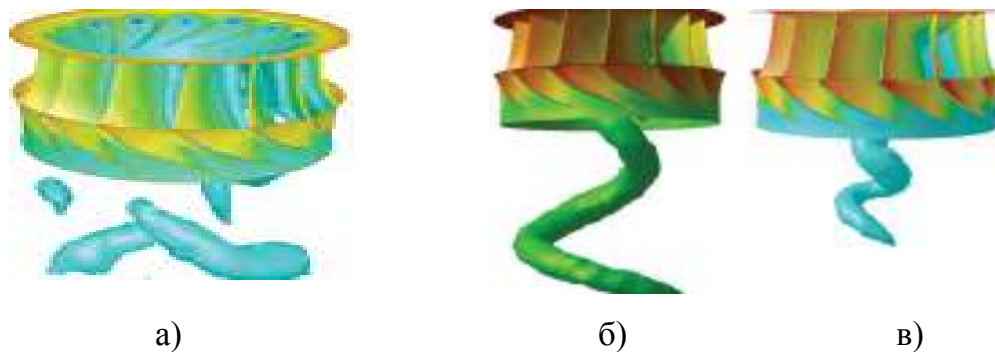


Рисунок 8.12 – Вихрова структура течії у гідротурбіні при
а) $a_0 = 150$ мм, б) $a_0 = 300$ мм, в) $a_0 = 390$ мм

Порівняння з натурними даними по амплітудам і частотам ПТ проведено для точки на стінці дифузора ВТ, на відстані 2,6 м від нижнього краю РК для декількох характерних режимів.

Для порівняння з результатами розрахунку також проведені натурні вимірювання ПТ для даного агрегату ГЕС. В цілому поведінка залежності амплітуд ПТ від a_0 НА в повній мірі відображує ті процеси, про які йшлося під час аналізу структури потоку і спектрів. Це зростання ПТ зі збільшенням a_0 . Далі невеликий провал, пов'язаний з перебудовою течії. Після нього максимум ПТ в режимах з максимальними амплітудами вихору, що прецесує. І далі монотонне зниження інтенсивності ПТ при подальшому

зростанні a_0 НА. Порівняння натурних вимірювань з розрахунковими показує, що розрахункові дані задовільно описують поведінку ПТ у ВТ в широкому діапазоні a_0 НА. Значення ПТ узгоджуються з натурними вимірами з похибкою близько 10%.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 8

1. В 60-70 роках 20-го століття для розрахунку амплітуд джгутових ПТ і їх частот у ВТ РО гідротурбін на практиці використовувались достатньо прості плоскі ММ наведені в розділі 8.2, в яких використовувались формули (8.32*), (8.48), (8.65), (8.66). При порівнянні розрахунків по цих формулах з результатами експериментів на модельних стендах і при натурних випробуваннях на ГЕС мало місце значна похибка між розрахунками і експериментом у широкому діапазоні режимів роботи турбіни, яка складала в середньому 30-35%.

2. Фізична і математична просторові моделі ВД у ВТ, що запропоновані Пазі Л.Г. теж не дозволяють досить точно визначити частоти і амплітуди ПТ за допомогою напівемпіричних формул (8.9) і (8.10).

3. Використання спрощеної вісесиметричної задачі, яка використовувалася в методиці НТУ «ХПІ», дала можливість розраховувати інтенсивність ВД з урахуванням геометрії вихідної кромки лопаті через циркуляцію у втулкових перетинах РК. Проведене порівняння циркуляції, що була здобута на основі розрахунків, з циркуляцією, що була здобута із зондових випробувань, свідчить про задовільне їхнє узгодження.

4. В методиці НТУ «ХПІ» для розрахунку коефіцієнтів Фур'є інтенсивності вихрової поверхні ВТ необхідне складання СЛАУ, коефіцієнти якої являють собою інтеграли. Для їхнього перебування запропоновано чисельно-аналітичний метод інтегрування, який можна визначити як лінійно-інтерполяційний, причому лінійна інтерполяція проводиться для функцій синус і косинус, що входять до підінтегральних виразів. Потім отримані інтеграли обчислюються аналітично за допомогою таблиць інтегрування. Враховується осциляційна природа підінтегральних функцій, шляхом знаходження нульових точок та інтегрування від попередньої нульової точки до наступної.

Отримана матриця коефіцієнтів СЛАУ записується у файли та вводиться в трикутні та діагональні матриці за допомогою розкладання. Ці оцінки необхідні, щоб зробити оптимальну фільтрацію рівнянь СЛАУ шляхом виділення із системи рівнянь із завищеними коефіцієнтами і нев'язками. Завдяки цьому формується невироджена і добре обумовлена СЛАУ, що дає фізичні правдоподібні рішення.

5. Уточнення коефіцієнтів Фур'є для забезпечення надійності оптимізації проводиться за допомогою МНК з вагами. Для забезпечення надійності оптимізації введено ще додатково метод БФГШ. З'являється можливість порівняння результатів обох методів та вибору кращого результату розрахунку джгутових ПТ у ВТ за формулами Бернуллі та Коші-Лагранжа.

Використання поліпшення нев'язки при розв'язанні СЛАР – методами МНК та БФГШ при знаходженні інтенсивності вихрової поверхні $\gamma(\alpha_2)$, що моделює стінку ВТ, дає розбіжність розрахованої пульсаційної характеристики з експериментальною приблизно 15-20%, що допустимо у розрахунках на міцність елементів ПЧ гідротурбіни, але ще й тому, що маємо вагомий запас по коефіцієнтам міцності.

6. При порівнянні методик розрахунку амплітуд джгутових ПТ в ВТ на основі рішення рівнянь Рейнольдса за допомогою програмного комплексу CFD з методикою каф. Гідромашин НТУ «ХПІ» можна констатувати – у першому випадку для виконання задачі потрібні значні ресурси машинного часу, а похибка при розрахунку амплітуд ПТ і частот становить до 10% в порівнянні з експериментальними даними у широкому діапазоні режимів роботи турбіни, у другому – 15-20% при меншому часі розрахунків. Отриманий рівень джгутових ПТ у ВТ в обох випадках є допустимим і гарантує надійну роботу гідротурбін.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ ДО РОЗДІЛУ 8

1. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с.
2. Мураками М. Вибрация отсасывающих труб гидротурбин / М.Мураками. –Труды IAHN, 1961. – Серия А, №1. – С. 48-54.
3. Нехлеба М. Определение усилий от внецентренного вихря, действующих на отсасывающую трубу / М. Нехлеба – Энергомашиностроение. – 1963. – №4. – С. 23-26.
4. Rheingans W. J. Power swing in hydroelectric power plant / W. J. Rheingans – Trans. FSME, 1940. – № 62. – P. 171-184.
5. Пази Л.Г. Исследование периодических пульсаций давления в отсасывающих трубах гидротурбин / Л.Г. Пази. – Труды ВНИИгидромаша. – М., 1968. – Вып. 37. – С. 34-42.
6. Жуковский Н.Е. Вихревая теория гребного винта / Н.Е. Жуковский. – ГИТТЛ. – М.-Л., 1950. – 370 с.
7. Гутовский Е.В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гутовский, А.Ю. Колтон. – Л.: Машиностроение, 1974. – 361 с.
8. Григорьев В.Н. Определение пульсаций давления в отсасывающей трубе под действием вихря за рабочим колесом гидротурбины / В.Н. Григорьев. – Энергомашиностроение. – 1989. – № 9. – С. 42-44.
9. Григорьев В.И. Результаты исследований динамических процессов и повышения эффективности работы гидроагрегатов ГЭС: Дис.... доктора техн. наук: 05.04.13; – Защищена 20.06.1990; Утв. 15.12.1990. – М., 1990. – 429 с.
10. Данилов А.Е. Пульсации давления в проточной части блока агрегатов Братской ГЭС при пониженных напорах (пусковых) и связанные с ними нестационарные явления / А.Е. Данилов. – Труды координационных совещаний по гидротехнике. – М.-Л.: Энергия, 1965. – Вып. 22. – С. 201-209.

11. Плохотников И.В. Экспериментальное исследование нестационарных явлений, возникающих в элементах гидротурбинных блоков ГЭС: Автореферат дис. к.т.н. / И.В. Плохотников. – ВНИИГ. – Л., 1972. – 21 с.
12. Бондаренко А.В. Анализ пульсационной характеристики высоконапорных радиально-осевых гидротурбины / А.В. Бондаренко, П.С. Завьялов, А.М. Гришин. – Гидравлические машины. – Х.: ХПИ. – 1984. – №18. – С. 78-82.
13. Бондаренко А.В. Улучшение пульсационной характеристики высоконапорных радиально-осевых гидротурбин / А. В. Бондаренко, П.С. Завьялов, А.М. Гришин. – Гидравлические машины. – Х.: ХПИ. – 1991. – №25. – С. 64-67.
14. Бондаренко А.В. Моделирование параметров вихревого жгута в поле универсальной характеристики жестколопастных гидротурбин / А.В. Бондаренко, П.С. Завьялов, А.М. Гришин. – «Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье»: Сб. научн. трудов ХГПУ. – Харьков, 1997. – Ч.2. – С. 64-68.
15. Завьялов П.С. Прогнозирование пульсаций давлений от нескольких вихревых жгутов за рабочим колесом РО гидротурбины / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский. – Вестник НТУ «ХПИ». – 2001. – Вып. 129. – С. 95-104.
16. Завьялов П.С. К вопросу математического моделирования НЧПД в ОТ жестколопастных гидротурбин / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский. – Вестник НТУ «ХПИ». – Х.: НТУ «ХПИ». – 2002. – Т. 12, №9. – С. 83-88.
17. Завьялов П.С. К методу расчета пульсационных характеристик вихревых жгутов за рабочим колесом гидротурбины / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Ю.А. Подвойский. – Проблемы машиностроения. – Х: ИПМаш НАНУ. – 2003. – Т. 6, №2. – С. 84-92.

18. Завьялов П.С. Исследование связи между пульсациями давления и осевой силы в гидротурбине РО230 / П.С. Завьялов, Ю.М. Кухтенков, Л.И. Краснопольская.– Вестник НТУ «ХПИ».– Х.: НТУ «ХПИ». – 2005. – № 6. – С. 169-172.
19. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. – Л.: Машиностроение, 1974. – 480 с.
20. Kubota T. Effect of cone angle at draft tube inlet in hydraulic characteristics of Francis turbine / T. Kubota, S. Jamada // Symposium Operating Problems of Pump Stations and Power Plants. Amsterdam, the Netherlands, September 13-17, 1982. – P. 111-116.
21. Казанцев Б.Э. Лабораторные исследования условий работы гидроагрегатов Красноярской ГЭС при пониженных пусковых напорах / Б.Э. Казанцев. – Труды ЛПИ. – 1971. – № 312. – С. 52-57.
22. Fischer R. Comparison draft tube surging of Homologous scale models and prototype Francis turbines / R. Fischer, U. Palde, P. Ulith.– 10th AIHR, Symposium Tokyo, July 13-17, 1982. – vol. 1. – P. 541-556.
23. Boussuges P. Analyse des forces pulsatoires agissant sur les parties tournantes des turbines-pompes / P. Boussuges– La Houille Blanche. – 1980. – № 1- 2. – P. 35-86.
24. Cassidy J.J. Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown / J.J. Cassidy. – Journal of Fluid Mechanics. – 1970. – Bd.41, Teil 4. – P. 727-736.
25. Dziallas R. Francisurbinen bei Teil-und Uberlast / R. Dziallas. – VDI-Berichte. – 1964. – № 75. – S. 78-85.
26. Dorfler P. Mathematisches Modell der zopferegten Teillastschwingungen von Francisturbinen / P. Dorfler.– Esser Wyss Mitteilungen. – 1980. – № 1. – S. 101-106.
27. Dorfler P. Systemtheoretische Ansätze für die Saugrohrschwingungen der Francisurbinen / P. Dorfler. – VDI-Berichte. – 1981. – №424. – S. 211-222.

28. Fanelli M.A. Mathematical model of the variex rope surge effects in the Draft Tube of a Francis Turbine Working at Partial Load / M. Fanelli. – Proc. 14th AIHR, Symposium Trondheim, June 20-23, 1988. – vol. 2, Session N. – P. 231-243.

29. Лаврентьев М.М. Некорректные задачи математической физики и анализа / М.М. Лаврентьев, В.Г. Романов. – М.: Наука, 1980. – 287 с.

30. Philibert R. Francis turbine at part load. – Matrix simulating the gaseous rope / R. Philibert, M. Couston. – 19th AIHR, Symposium Singapore, September 9-11, 1998. – pp. 88-94.

31. Ruprecht A. Simulation of vortex rope in a turbine draft tube / A. Ruprecht, T. Helmrich, T. Scherer. – 21th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Lausanne, September 9-12, 2002. – pp. 66-74.

32. Skotak A. Effect of the inflow conditions on the unsteady draft tube flow / A. Skotak, J. Mikulasek, L. Lhotakova. – 21th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Lausanne, September 9-12, 2002. – pp. 92-99.

33. Платонов Д.В. Исследование влияний пульсационных явлений на режимы работы высоконапорных ГЭС/ Д.В.Платонов, А.В. Минаков, А.А. Дякерев. – М.: Современная наука. – 2014. – №1. – С.103-108.

34. Hosoi Y. Characteristics of pressure surge due to whirling water from exit of water turbine runner/ Y. Hosoi. – Bulletin of ISME. – 1973. – v.16, № 99. – pp.1324-1335.

35. Заворуев В.П. Исследование пульсаций давления в проточной части поворотно-лопастной гидротурбины / В.П. Заворуев, М.Ф. Саркисова, И.И. Иванов. – Труды Гидропроекта. – М., 1962. – Сб. 7. – С. 65-75.

36. Falvey H. A primer on draft tube surging / H. Falvey. – Hydro rev. – 1993. – 12. – №1. – P. 76-86.

37. Henry P. Analyse experimentable de Lastibilite Hydrouligue de la Francis turbine a ctarge partielle / P. Henry. – La Houille Blanche. – 1982. – № 2-3.– P. 209-218.

38. Klein J. Untersuchung der Saugrohschwingungen einer Francis turbine mittels Modellversuche / J. Klein. – VDI-Berichte. – 1973.– № 193. – S. 312-325.

39. Завьялов П.С. Низкочастотные пульсации давления в насосном режиме обратимых гидромашин / П.С. Завьялов, С.А. Рыжов.– Гидравлические машины. – Х.: ХПИ. – 1992. – № 26. – С.85-90.

40. Cherny S. G. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines IAHN Symp. on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 2010/ S. G Cherny., D. V. Chirkov, D. V. Bannikov – pp. 469-475.

41. Алексеенко С. В. Численное и экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины / С. В. Алексеенко , А. А.Дектерев , И. В Литвинов. – Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies 5 (2011 4).– С. 489-503.

42. Сентябов А. В. Анализ RANS моделей турбулентности применительно к расчёту стационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины Turbine-99/ А. В. Сентябов, А. А. Гаврилов, А. А. Дектерёв – Вычислительная механика сплошных сред, 2013. Т. 6, № 1. – С. 86-93.

43. Gavrilov A. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows Notes on Numerical Fluid Mechanics / A. Gavrilov, A.Dekterev, A. Sentyabov, A. Minakov, D. Platonov.– 2012. Т. 117.– pp. 449-459.

44. Платонов Д. В. Математическое моделирование нестационарных явлений в гидротурбине Саяно-Шушенской ГЭС / Д. В. Платонов, А. В. Минаков, А. А. Дектерев, А. В. Сентябов. – Труды Академэнерго, 2013. №1. – С. 73-84.

45. Миронов К. А. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбины Вісник НТУ«ХПІ»/ К. А.Миронов,

Ю. Ю. Олексенко. – Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків :НТУ«ХПІ». – 2016. № 20 (1192). – С. 116–121.

46. Menter F.R. Two Equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. / F.R. Menter. – AIAA J. 1994. 32, № 8. pp. 1598-1605.

47. Платонов Д. В. Исследование влияния пульсационных явлений на режимы работы высоконапорных ГЭС/ Д. В. Платонов, А.В. Минаков, А. А. Декерев. – М.: Современная наука, 2014. – №1. – С. 102–108.

48. Khare R. CFD approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine / R. Khare, V. Prasad, S. Kumar. – International Journal of Engineering Science and Technology. 2010. Vol. 2 (8). P. 3824–3831.

49. Drankovskiy V. E. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode/ V. E. Drankovskiy, K. S.Rezvaya, E. S Krupa. – *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Зб. наук. пр. Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати.* Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192). –С. 53–57.

50. Мышкис А. Д. Математика для втузов / А. Д. Мышкис. – М.: Наука, 1971. – 632 с.

51. Каханер Д. Численные методы и программное обеспечение/ Д. Каханер, К. Моулер, С. Неш. – М.: Мир, 2001. – 256 с.

52. Северин В. П. Методы многомерной безусловной минимизации / В. П. Северин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – 160 с.

53. Северин В. П. Методы одномерного поиска / В. П. Северин, Е. Н. Никулина. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. 124 с.

54. Банди Б. *Методы оптимизации*/ Б. Банди.– Радио и связь. – М., 1988. – 127 с.

Зміст

Розділ 1. Загальні питання вирішення прямий і зворотній задач теорії робочого процесу	2
1.1. Основні завдання теорії гідротурбін	2
1.2. Загальна інформація про прямі та зворотні задачі теорії робочого процесу	4
1.3. Методи вирішення прямої задачі	6
1.4. Методи вирішення оберненої задачі	10
1.5. Аналіз моделей робочого процесу	12
1.6. Огляд пакетів прикладних програм, що використовуються при проектуванні та дослідженні робочого процесу гідротурбіни	14
1.7. Структура автоматизованої системи проектування проточної частини та послідовність чисельного експерименту	17
1.8. Моделі потоку в робочому колесі і пакети програм (CFD Tools) для багаторівневого розрахунку і оптимізації робочих коліс	20
1.9. Розрахунок і проектування нової проточної частини за допомогою пакета CFX TASCflow (підвід - РК - відсмоктуюча труба)	26
1.10. Модернізація проточної частини діючих гідротурбін	27
Висновки до розділу 1	32
Список літератури до розділу 1	34
Розділ 2. Застосування моделей різних рівнів в описі робочого процесу гідротурбін	41
2.1. Вступ	41
2.2. Короткий огляд методів дослідження робочого процесу гідротурбіни	42
2.3. Аналіз математичних моделей, які використовуються при проектуванні робочого процесу гідротурбін	49
2.4. Застосування моделей різного рівня в описі робочого процесу гідротурбін	52
2.5. Вибір математичної моделі	55
2.6. Модель з використанням періодичних умов	57
2.7. Модель без використання періодичних умов	59
2.8. Математичні моделі	60
2.9. Короткий опис моделей	68
Висновки до розділу 2	74
Список літератури до розділу 2	76

Розділ 3. Математичний опис енергетичної взаємодії потоку з робочими органами гідротурбіни	82
3.1. Загальна структура математичного опису робочого процесу гідротурбіни	82
3.2. Математичні моделі енергетичної взаємодії потоку з робочим колесом	86
3.3. Опис робочого процесу за допомогою усереднених параметрів	105
Висновки до розділу 3	114
Список літератури до розділу 3	115
Розділ 4. Моделювання впливу геометричних параметрів підводу на його гідродинамічні характеристики	117
4.1. Кінематичні характеристики потоку в підвідних елементах проточної частини гідротурбіни	117
4.2. Усереднені гідродинамічні характеристики радіального направляючого апарату	130
4.3. Втрати енергії в підвідних елементах гідротурбіни	138
4.4. Побудова математичної моделі опору в підводі	147
4.5. Чисельне дослідження впливу геометричних параметрів підведення на характеристики опору направляючого апарату	153
4.6. Експериментальне визначення гідродинамічних характеристик підвідної частини гідротурбіни	161
Висновки до розділу 4	166
Список літератури до розділу 4	168
Розділ 5. Математичні моделі і алгоритми для чисельного аналізу енергетичних характеристик радіально-осьової гідротурбіни	171
5.1. Моделювання теоретичних характеристик робочого колеса гідротурбіни	171
5.2. Моделі опору проточної частини гідротурбіни	189
5.3. Залежність гідравлічного ККД і потужності гідротурбіни від геометричних і приведених режимних параметрів	200
5.4. Алгоритм чисельного аналізу впливу геометричних і режимних параметрів гідротурбіни на її енергетичні показники	206
Висновки до розділу 5	210
Список літератури до розділу 5	211
Розділ 6. Аналіз впливу гідродинамічних характеристик елементів проточної частини на режимні та енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни	213

6.1. Вступ	213
6.2. Залежність режимних та енергетичних параметрів гідротурбіни від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини	214
6.3. Основи теорії оптимального режиму	225
6.4. Аналіз впливу елементів проточної частини на енергетичні характеристики ГТ	231
6.5. Розробка та вдосконалення проточної частини на основі аналізу впливу її геометричних параметрів на енергетичні характеристики радіально–осьової гідротурбіни	246
Висновки до розділу 6	258
Список літератури до розділу 6	259
Розділ 7. Чисельне дослідження просторового потоку в проточних частинах гідротурбін з використанням програмних комплексів cfd	262
7.1. Вступ	262
7.2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми	265
7.3. Вибір параметрів моделі розрахунку в'язкої течії	270
7.4. Чисельне дослідження енергетичних характеристик різних типів турбін з використанням програмних комплексів CFD	278
Висновки до розділу 7	333
Список літератури до розділу 7	336
Розділ 8. Математичні моделі руху вихрових джгутів у відсмоктуючих трубах радіально-осьових гідротурбін	342
8.1. Аналітичний огляд існуючих методів розрахунку і експериментальних досліджень пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах гідротурбін	342
8.2. Двомірні математичні моделі руху вихрових джгутів у відсмоктуючій трубі РО гідротурбіни	359
8.3. Просторова ММ розрахунку пульсацій тиску від довільного числа фізичних вихрових джгутів, коли стінка відсмоктуючої труби моделюється вихровим шаром	372
8.4. Розрахунки джгутових ПТ у ВТ гідротурбін на основі пакетів програм CFD	388
Висновки до розділу 8	395
Список літератури до розділу 8	397

ДРАНКОВСЬКИЙ Віктор Едуардович
МИРОНОВ Костянтин Анатолійович
ТИНЬЯНОВА Ірина Іванівна
РСЗВА Ксенія Сергіївна
КРУПА Євгеній Сергійович
КУХТЕНКОВ Юрій Михайлович

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОМАШИН

Монографія

Відповідальний за випуск Роговий А. С.
Роботу до видання рекомендував Крутиков Г. А.

Самостійне електронне видання