



**ДУТАЄВ В.В.** канд. техн. наук, професор,  
Національний університет водного господарства  
та природокористування, м. Рівне



## СТАН ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІДСМОКТУВАЛЬНИХ ТРУБ НИЗЬКОНАПІРНИХ ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

(доповідь на VI Міжнародній конференції

"Світові тенденції та перспективи розвитку гідроенергетики України"

(14–15 березня 2013 р., Україна, м. Рівне)

Наведено дослідження різних авторів про вплив факторів на ефективність роботи відсмоктувальних труб та пропозиції щодо вдосконалення їх форм для підвищення енергетичних характеристик гідравлічних турбін.

**П**роточна частина сучасних середніх та великих поворотно-лопатевих турбін ГЕС з низькими напорами складається з турбінної камери, статора напрямного апарата, камери робочого колеса та відсмоктувальної труби.

Відсмоктувальна труба гідротурбіни призначена для відводу води від робочого колеса до нижнього б'єфу з мінімальними витратами енергії, перетворення кінетичної енергії потоку, що виходить з робочого колеса, в енергію тиску, використання частини геометричного напору між б'єфами у випадку, коли робоче колесо розташоване вище рівня нижнього б'єфу.

При відсутності відсмоктувальної труби втрачається до 20 % повної кінетичної енергії потоку при оптимальному режимі роботи турбіни, на інших режимах – до 45 % [1].

Перетворення кінетичної енергії потоку після робочого колеса в потенційну пов'язане з втратами енергії у відсмоктувальній трубі. Ці втрати поділяються на внутрішні втрати  $\sum h_{A-B}$ , (Рис. 1), які складаються з втрат на тертя, розширення і повороту потоку та вихідні втрати на виході з відсмоктувальної труби.

Коефіцієнт корисної дії відсмоктувальної труби можна визначити, користуючись наступною аналітичною залежністю:

$$\eta_{от} = \frac{\alpha_A v_A^2 - \alpha_B v_B^2 - \sum h_{A-B}}{\alpha_A v_A^2}, \quad (1)$$

де  $\sum h_{A-B}$  – гідравлічні втрати у відсмоктувальній трубі;  $\alpha_A, \alpha_B$  – коефіцієнти кінетичної енергії (коефіцієнти Коріоліса), які характеризують нерівномірність потоку на вході і виході відсмоктувальної труби;  $v_A, v_B$  – швидкість потоку на вході і виході відсмоктувальної труби.

Аналіз залежності (1) показує, що коефіцієнт корисної дії відсмоктувальної труби тим більший, чим менші гідравлічні втрати у відсмоктувальній трубі та нерівномірність потоку на виході відсмоктувальної труби ( $\alpha_B$ ).

Значення коефіцієнта  $\alpha_B$  залежить від цілого ряду факторів і може досягати 1,2–1,5 в прямо-висних конічних трубах, 1,5–6,0 – в зігнутих трубах, 1,0–1,1 на оптимальних режимах роботи гідроагрегата [2].

Роль відсмоктувальної труби як поновлювача енергії зростає із збільшенням швидкодійності гідротурбіни. Відносні втрати енергії для осевих низьконапірних турбін складають 10–12 %, для радіально-осевих 0,12–0,25 % [3]. В низьконапірних турбінах кінетична енергія за робочим колесом може складати 40–90 % всієї енергії [4]. Це вказує на виключно велике значення відсмоктувальної труби, особливо при низьких і середніх напорах.

Про вплив відсмоктувальної труби на енергетичні якості турбіни свідчить графік балансу енергії (Рис. 2) на моделі поворотно-лопатєвої турбіни, який був складений В.С. Квятковським [5].

Суттєві втрати енергії мають місце на виході з відсмоктувальної труби та гідравлічні втрати в ній, особливо на максимальних витратах.

Для зменшення енергії, що втрачається у відсмоктувальній трубі необхідно зменшувати обидві складові виразу (2).

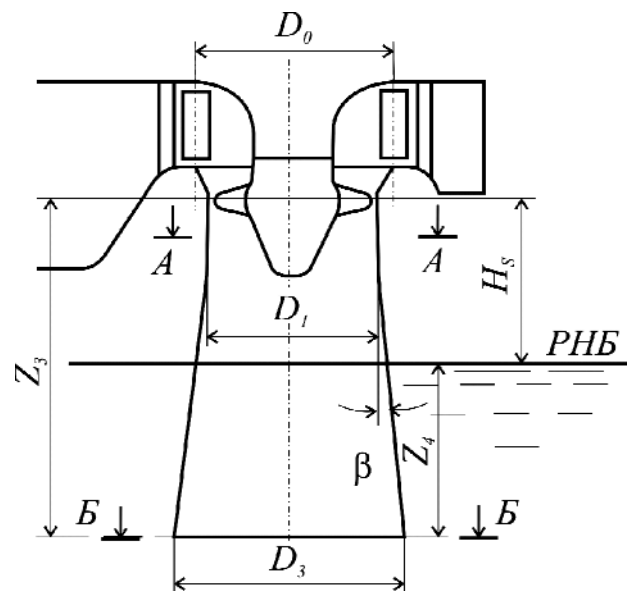


Рис. 1. Схема відсмоктувальної труби

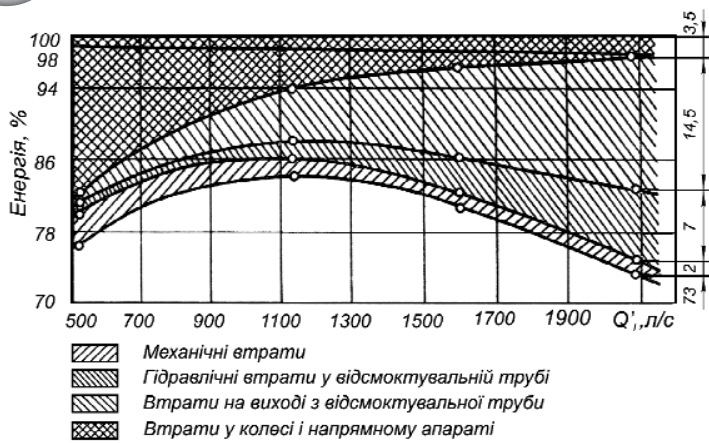


Рис. 2. Графік балансу енергії на моделі турбіни ПЛ, складений В.С. Квятковским

$$E_e = \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} + \sum h_{A-B}, \quad (2)$$

Яка природа цих втрат енергії? Наскільки впливовим на процес виникнення вказаних втрат енергії є стан потоку за робочим колесом? Який зв'язок нерівномірності потоку за робочим колесом з нерівномірністю потоку по довжині та у вихідному перерізі відсмоктувальної труби? Чи потрібно враховувати наявність закрутки потоку та вихрові процеси, що відбуваються у відсмоктувальній трубі?

Проаналізуємо дослідження, які проведені в різні роки, різними авторами. Вперше пряма конічна труба була запропонована К. Пфарром.

Перші дослідження потоку в прямовисній відсмоктувальній трубі були проведенні у 1903—1907 рр. Ф. Пражилем та А. Милівичем. Ф. Пражил у своїх дослідженнях приймав окреслення стінок труби на лінії току, що проходила через межу вхідного перерізу труби. Розрахунок труби базувався на припущенні про існування осісиметричного, незакрученого потоку з рівномірним розподілом в перерізі швидкостей і тиску. В роботах Р. Дабса, Ф. Вейнига та К. Макмоора також робились подібні припущення. А. Милович для врахування впливу прямовисної труби накладав на отримане рішення плоскопаралельний потік. Ці наукові висновки не знайшли практичного застосування в зв'язку із значними розбіжностями між характеристиками потоку в реальних умовах роботи труби і прийнятих при розрахунках припущень ламінарного режиму течії води у відсмоктувальній трубі.

В період 1909—1929 рр. були виконані багаточисельні дослідження прямовисних дифузорів у роботах А. Гібсона, Г. Хохшильда, І. Нікурадзе, які дозволили визначати коефіцієнти опору і характеристики потоку по довжині дифузора, але в умовах плоского дифузора.

В 1917 р. В. Уайтом була запропонована і побудована для ГЕС Ніагарського водоспаду гідроконна турбіна (різновид прямовисної труби), яка

отримала в США у 20-ті роки XIX ст. досить широке розповсюдження.

В 1919 р. С. Муді було запропоновано на відміну від раструбної труби в її середній частині розмістити внутрішній спеціальний коноід. Цей вид відсмоктувальної труби отримав широке застосування в крупному енергетичному будівництві США.

В роботах В. Чайта, Ч. Аллена, Ф. Кризама описані результати теоретичних та експериментальних досліджень раструбних відсмоктувальних труб.

Але застосування таких труб при значних діаметрах робочих коліс турбіни висунуло проблему розробки конструкції раструбів великих розмірів і ваги та необхідності збільшення розмірів турбінного блока.

Подальше збільшення діаметра турбін привело до необхідності пошуку нових типів відсмоктувальних труб, які б дозволяли відводити потік до нижнього б'єфу при меншій висоті і ширині труби. Капланом була запропонована зігнута відсмоктувальна труба, форма якої вперше їм була описана. Ця труба мала достатньо високі енергетичні показники.

Великий внесок щодо розширення знань про роботу відсмоктувальних труб і розробки більш досконалих форм труб різних типів внесли С.А. Чаплигін, П.А. Вальтер, Ф.Ф. Губін, Е.Ф. Гурбіч, С.В. Чернишевський, В.С. Квятковський, Д.І. Кумін, Д.А. Бутаєв, Л.Г. Подвіз, В.Г. Айваз'ян, М.Ф. Губін, В.Я. Карелін, М.М. Ковальов, М.М. Шапов, А.В. Колтон, Г.І. Кривченко, С.М. Слисский, В.А. Солнишков, І.М. Смирнов, І.Л. Повх та інші.

Теоретичні розробки, лабораторні дослідження та проектування відсмоктувальних труб в сучасних умовах мають базуватись на реальних умовах течії води в трубах, які б враховували нерівномірність розподілення потоку на вході труби, наявність закрученості потоку, вихрові явища в трубі, різноманітність типів робочих коліс та режимів роботи турбіни.

Мета даної роботи — проаналізувати дослідження різних авторів про вплив вказаних факторів на ефективність роботи відсмоктувальних труб та пропозиції щодо вдосконалення їх форм для підвищення енергетичних характеристик гідралічних турбін.

**Дослідження М.Ф. Губіна [6].** Розглядаючи характеристику потоку у вхідному перерізі відсмоктувальної труби, автор прийшов до наступних висновків:

1. Максимальний ККД турбіни при наявності відсмоктувальної труби має місце при незначній по-



зитивній закрутці потоку за робочим колесом, при якій вихідна циркуляція за робочим колесом  $\Gamma_2 > 0$ .

Ці висновки ідуть всупереч основного рівняння гідротурбіни, з якого відомо, що для отримання максимального ККД необхідно забезпечити режим, при якому вихідна циркуляція за колесом дорівнювала  $\Gamma_2 = 0$ . Під циркуляцією  $\Gamma$  мають на увазі добуток довжини кола, на якому в деякий момент знаходиться частина рідини, на колову складову швидкості цієї частини [5].

Якщо включити вираз циркуляції в основне рівняння турбіни, воно набере вигляду:

$$\eta_r H = \frac{(\Gamma_1 - \Gamma_2) \omega}{2\pi g}, \quad (3)$$

де  $\Gamma_1$  і  $\Gamma_2$  — циркуляції на вході і на виході з робочого колеса;  $\omega$  — колова швидкість;  $H$  — напір.

2. Не може існувати єдиної геометрії відсмоктувальної труби, яка б була оптимальною для різних коліс турбіни, тим більше, якщо вони працюють в різних режимах.

3. Робоче колесо і відсмоктувальна труба мають бути розглянуті лише сумісно як при визначенні розмірів труби, так і при розрахунку робочого колеса. Тоді величина оптимальної закрутки потоку за робочим колесом може бути визначена за виразом

$$\eta_{pk} \Delta E_{pk} + \eta_{em} \Delta E_{em} = f(\gamma_{cp}), \quad (4)$$

де  $\eta_{pk}$  — гідравлічний ККД робочого колеса турбіни;  $\eta_{em}$  — ККД відсмоктувальної труби;  $\Delta E_{pk}$  — втрати енергії в робочому колесі;  $\Delta E_{em}$  — втрати енергії у відсмоктувальній трубі;  $\gamma_{cp}$  — середня закрутка потоку за робочим колесом.

4. Під робочим колесом має місце нерівномірність розподілу потоку, його несиметричність, яка впливає на структуру потоку по всій довжині відсмоктувальної труби.

Автор прийшов до висновку, що зміна режимів роботи турбіни у всіх випадках супроводжується зміною характеристики потоку, який виходить з робочого колеса. У загальному випадку потік у вхідному перерізі відсмоктувальної труби має нерівномірне розподілення швидкостей у перерізі і відповідному закрутку.

Експериментальним шляхом автор довів, що у відсмоктувальній трубі з'являться нестійкі форми потоку у вигляді відриву його від стінки труби та поверхні обтікача робочого колеса турбіни. Інтенсивність та форма таких явищ у відсмоктувальній трубі залежить від форми камери робочого колеса, форми і довжини обтікача робочого колеса, діаметра втулки робочого колеса.

5. Нерівномірність потоку на виході з робочого колеса зберігається по всій довжині відсмоктувальної труби та на виході з неї.

Епюри виміряних швидкостей свідчать про нерівномірний розподіл осьових швидкостей на вході у відсмоктувальну трубу. Вони мають більше значення у зоні, ближчій до стінок труби, і значно менше в зоні осі турбіни.

**Дослідження В.А. Солнишкова.** Автор провів цілу серію досліджень відсмоктувальних труб гідротурбін [1] і дійшов до наступних висновків:

1. На вході у відсмоктувальну трубу потік характеризується величиною закрутки, яка має своє значення для визначного циліндричного перерізу і не характеризує потік в цілому. Автор запропонував замість кута закрутки в кожному циліндричному перерізі ввести поняття середнього кута закрутки всього потоку, взявши за основу відносний момент кількості руху. За умов сталого моменту кількості руху величина середнього кута закрутки потоку становить

$$\text{tg } \delta_c = \frac{3}{1 - \xi_{cp}^3} m, \quad (5)$$

де  $\delta_c$  — середній кут закрутки потоку;  $\xi_{cp}$  — співвідношення радіуса втулки робочого колеса до радіуса стінки камери робочого колеса;  $m$  — безрозмірна величина.

2. Закрутка потоку збільшує ККД турбіни за рахунок підвищення ККД відсмоктувальної труби. Вихровий характер закрутки є суттєвою характеристикою потоку, який поступає з робочого колеса у відсмоктувальну трубу.

3. Режим і структура потоку у відсмоктувальній трубі обумовлені геометрією самої труби та розподіленням швидкостей у вхідному її перерізі. Конфігурація відсмоктувальної труби впливає на структуру потоку при виході його з труби, про що свідчать епюри вихідних швидкостей у відсмоктувальній трубі різних типів.

**Дослідження Г.І. Кривченка.** Автором [4] зроблені такі висновки:

1. Рух у відсмоктувальній трубі завжди характеризується незначною стійкістю, при цьому в потоці виникають інтенсивні пульсації, утворюються явища відриву від стінок. Щоб забезпечити мінімальні втрати енергії, потрібно створити стійку безвідривну течію потоку.

2. Потік за робочим колесом відносно рівномірний по перерізу лише у вузькій зоні режимів, близьких до оптимального. При великих і малих навантаженнях за робочим колесом має місце значна нестационарність потоку, виникнення вихрового жгута гвинтоподібної форми, який різко деформує епюру швидкості та тиску у відсмоктувальній трубі.

3. Наявність закрутки потоку за робочим колесом дозволяє отримати помітне зниження





втратах у відсмоктувальній трубі. Для кожного кута конусності труби існує свій оптимальний кут середньої закрутки потоку, при якому втрати у відсмоктувальній трубі мінімальні.

4. Стан потоку на виході з робочого колеса впливає на ККД відсмоктувальної труби.

**Дослідження Є.В. Гутовського, А.Ю. Колтона [7]** показали, що:

1. Потік, що виходить з робочого колеса, характеризується нерівномірним розподіленням меридіанних швидкостей та існуванням колових складових швидкостей, які збільшують нерівномірність витратних складових швидкостей. Це приводить до збільшення вихідних втрат відсмоктувальної труби.

2. Причина різкого падіння ККД відсмоктувальної труби при виході із зони оптимального режиму полягає у появі значних циркуляційних втрат. Циркуляційні втрати суттєво змінюють характер втрат у відсмоктувальній трубі та сумарні втрати в турбіні.

**Дослідження В.В. Барліта [3].**

В процесі теоретичних досліджень методів гідромеханічного розрахунку та вибору елементів проточної частини, а також питань визначення втрат енергії в гідротурбінах, автор прийшов до таких висновків щодо умов роботи відсмоктувальної труби:

1. Величина втрат енергії на виході з відсмоктувальної труби залежить від лопатевої системи робочого колеса та тиску і розмірів відсмоктувальної труби.

2. У відсмоктувальній трубі мають місце утворення приграничного шару, відриву потоку та вихроутворення. Ці явища визначаються розмірами обраного дифузора труби.

3. ККД відсмоктувальної труби змінюється в залежності від режиму роботи турбіни.

При мінімальному значенні сумарних втрат у трубі гідравлічний ККД труби та ККД гідротурбіни максимальні.

На оптимальному режимі потік після робочого колеса практично осьовий, а нерівномірність швидкостей на вході і виході з відсмоктувальної труби — мінімальний. Робота турбіни на режимах часткового навантаження супроводжувалась великою закруткою потоку після робочого колеса і нерівномірним полем швидкостей на вході і виході з відсмоктувальної труби.

**Дослідження В.В. Лутаєва.**

Дослідження [8] проводились на кафедрі ВВЕ та ГМ на повітряній моделі турбінного блока Київської ГЕС з діаметром робочого колеса 460 мм. Вони показали:

1. Практично на всіх режимах має місце суттєва нерівномірність потоку на виході з відсмоктувальної труби. Мають місце так звані "мертві зони", де швидкість потоку дорівнює нулю, та зони від'ємних швидкостей.

2. Епюри швидкостей на виході з труби формують епюри швидкостей на виході з робочого колеса.

3. В існуючих відсмоктувальних трубах енергія циркуляційного потоку практично не поновлюється. Потік на вході у відсмоктувальну трубу обертається або в сторону обертання робочого колеса (як правило, при незначному навантаженні турбіни), або в протилежному (при максимальній потужності турбіни, як правило). Це викликає значне збільшення нерівномірності розподілення швидкостей на виході з відсмоктувальної труби.

4. Потік по довжині труби є нестійкий, в ньому виникають інтенсивні пульсації, градієнт тиску по довжині не є сталим.

**Дослідження Р.М. Цюцюри.**

Дослідження проводились на експериментальній установці з діаметром робочого колеса  $D_1 = 255$  мм. На основі досліджень автором встановлено:

1. Відсмоктувальна труба має найбільшу ефективність при закрутці потоку у вхідному її перерізі, яка наближається до залежності  $C_u/r = \text{const}$ ,  $C_u$  — колова швидкість.

2. Збільшення ефективності роботи відсмоктувальної труби при зміні кінематичних характеристик потоку у вхідному перерізі можна досягнути шляхом примусового впливу на кінематику потоку при його русі по довжині конуса відсмоктувальної труби.

**Дослідження Ю.С. Васильєва [10]** визначили, що:

1. Гідравлічна структура потоку у відсмоктувальній трубі має складні різномірні форми, які є функцією від типу робочого колеса та відсмоктувальної труби, від режимів роботи агрегатів.

2. У відсмоктувальній трубі мають місце пульсації гідродинамічного тиску, які, в свою чергу, викликають вихровий жгут, утворення якого та розвиток залежить в значній мірі від форм і габаритів робочого колеса.

**Дослідження І. Є. Михайлова [11]** показали, що:

1. Конструктори турбін намагаються збільшити ККД робочого колеса на долі процента, в той же час на виході з відсмоктувальної труби втрачається енергії в декілька разів більше.

2. Потрібно добиватися зменшення нерівномірності потоку води на виході з відсмоктувальної труби.

**Дослідження М.І. Базальнікова, С.В. Євдокимова [12].**

Автори запропонували відсмоктувальну трубу, яка споряджена додатковою порожниною



над горизонтальним відвідним дифузором.

Через цю порожнину, через перепад води між рівнями води у нижньому б'єфі та відсмоктувальній трубі, вода потрапляє через трубки-отвори, що розташовані у шаховому порядку, у верхню частину відвідного дифузора відсмоктувальної труби. Цей додатковий потік води зменшує відрив його від стелі відсмоктувальної труби. На думку авторів винаходу це приведе до зниження втрат напору у відсмоктувальній трубі та покращення енергетичних показників гідравлічної турбіни.

**Дослідження А.А. Помислова, А.С. Сабішева, В.А. Тупіцина [13].**

Запропоновано відсмоктувальну трубу, в якій поперечні перерізи коліна на його довжині являють собою плоскі замкнуті криві.

Форми коліна від його вхідного перерізу до наступного перерізу поступово витягується в напрямі перпендикулярному площині повороту коліна. Поверхня коліна виконана як лінійчата поверхня, а замкнуті криві мають гладкі контури, що наближені до круглих на вхідній ділянці коліна та овальні в напрямі потоку по довжині відсмоктувальної труби.

Ця конструкція відсмоктувальної труби, на думку авторів, спроможна запобігти зменшенню відриву потоку в коліні від стінок і таким чином підвищити ефективність труби по відновленню статичного тиску і, як наслідок, підвищити ККД гідротурбіни.

Проаналізувавши дослідження авторів, приходимо до таких висновків:

1. Потік на виході з робочого колеса має нерівномірне розподілення швидкості у перерізі та відповідну закрутку. Зміна режимів роботи в усіх випадках супроводжується зміною характеристики потоку, який виходить з робочого колеса.

2. Максимальний ККД турбіни має місце при незначній позитивній закрутці потоку за робочим колесом, при якій вихідна циркуляція за ним не дорівнює нулю.

3. Нерівномірність потоку на виході з робочого колеса зберігається по всій довжині відсмоктувальної труби та на виході з неї.

4. Вихровий характер закрутки є суттєвою характеристикою потоку, який поступає з робочого колеса у відсмоктувальну трубу. Енергія циркуляційного потоку практично не поновлюється. Потік по довжині труби є нестійкий, в ньому виникають інтенсивні пульсації, градієнт тиску по довжині не є сталим.

5. Нерівномірність потоку на виході з відсмоктувальної труби приводить до збільшення

гідравлічних втрат в ній, і як наслідок, до зниження ККД гідротурбіни.

6. Визначення характеристик гідравлічної структури розрахунковим методом неможливо, функції тиску та швидкостей виявити можна тільки експериментальним шляхом.

7. На сьогодні немає достатніх експериментальних даних та не створено досконалої теорії розрахунку відсмоктувальних труб, що потребує подальшої теоретичної та експериментальної роботи з вивчення явищ, що відбуваються у відсмоктувальній трубі, з метою підвищення їх ККД, особливо для низьконапірних ГЕС.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Солншиков В. А. Исследование отсасывающих труб гидротурбин. — М. : Госэнергоиздат, 1962. — 105 с.
2. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: справочное пособие : в 2т. /Под ред. Ю. С. Васильева, Д. С. Щавелева. — Т.1. Основное оборудование гидроэлектростанций. — М. : Энергоатомиздат, 1988. — 400 с.
3. Барлит В. В. Гидравлические турбины. — К. : Вища школа, 1977. — 360 с.
4. Кривченко Г. И. Насосы и турбины. — М. : Энергия, 1970. — 488 с.
5. Степанов Н. Н. Гидравлические машины. — К. : Вища школа, 1978. — 152 с.
6. Губин М. Ф. Отсасывающие трубы гидроэлектростанций. — М. : Энергия, 1970. — 270 с.
7. Гутковский Е. В., Колтон А. Ю. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. — Л. : Машиностроение, 1974. — 368 с.
8. Лутаев В. В. Экспериментальные исследования проточной части блока ГЭС с горизонтальными агрегатами : автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.14.10 "Гидроэлектростанции и гидроэнергетические установки". — Ровно : УИИВХ, 1968. — 17 с.
9. Цюцюра Р. М. Исследование отсасывающих труб поворотно-лопастных турбин с винтовыми вставками : автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.279 "Гидроэлектростанции и гидроэнергетические установки". — Ровно : УИИВХ, 1971. — 22 с.
10. Васильев Ю. С., Виссарионов В. И., Саморуков И. С. О гидравлической нестационарности в прямоосных отсасывающих трубах // Гидротехническое строительство. — 1976. — №11.
11. Михайлов И. Е., Губин М. Ф., Кудреватых В. Г. Применение выравнивающих решеток в выходных сечениях отсасывающих труб ГЭС и ГАЭС // Гидротехническое строительство. — 1984. — № 7.
12. Пат. 2140486 Российская федерация, МПК<sup>6</sup> Е 02 В 9/00. Отсасывающая труба гидроагрегата /Базальников М.И., Евдокимов С.В.; заявитель и патентообладатель СамГАСА. — № 98117659/13 ; заявл. 24.09.1998.
13. Пат. 2232288 Российская федерация, МПК<sup>7</sup> F 03 В 11 / 00. Отсасывающая труба гидротурбины / Помысов А.А., Сабышев А.С., Тупицын В.А.; заявитель и патентообладатель ОАО "Энергомаш". — № 2003112794/06; заявл. 29.04.2003.

© Лутаев В.В., 2013

