

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЗДВОЄННОГО КАПСУЛЬНОГО ПРЯМОТОЧНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

О.В. Потетенко

Кандидат технічних наук, професор*

Є.С. Крупа

Аспірант*

E-mail: zhekr@mail.ru

В.Е. Дранковський

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: drankovskiy@kpi.kharkov.ua

*Кафедра "Гідравлічні машини"

Національний технічний університет «Харківський

політехнічний інститут»

вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002

Контактний тел.: 8 (0572) 707-66-46

У даній роботі представлені результати чисельного дослідження течії рідини в проточній частині зведеного гідроагрегату капсульного типу. З використанням програми для розрахунку двовірних течій розраховані кінематичні характеристики другого робочого колеса для різних варіантів кутів установки середнього профілю, при умові осевого виходу потоку та побудований баланс втрат енергії в лопатевій системі

Ключові слова: зведений гідроагрегат, робоче колесо, баланс втрат енергії

В данной работе представлены результаты численного исследования течения жидкости в проточной части сдвоенного гидроагрегата капсульного типа. С использованием программы для расчета двухмерных течений рассчитаны кинематические характеристики второго рабочего колеса для разных вариантов углов установки среднего профиля, при условии осевого выхода потока и построен баланс потерь энергии в лопатной системе

Ключевые слова: сдвоенный гидроагрегат, рабочее колесо, баланс потерь энергии

In this work presented report results of numerical research of current of a liquid in a flowing part of the dual hydrounit of capsule type. With the use of the program for the calculation of 2-dimensional flows kinematics descriptions of the second runner are expected for the different variants of corners of setting of middle type, on condition of axial output of flow and is built balance of losses of energy in the blade system

Key words: dual hydrounit, runner, balance of losses of energy

1. Вступ

Використання зведеного прямооточного гідроагрегата із системою регулювання з потрібною комбінаторною залежністю між відкриттям напрямляючого апарата і кутами розвороту лопатей робочих коліс гідротурбін (послідовне двоступінчасте створення і спрацювання напору і моменту кількості руху), дозволяє істотно підвищити середньоексплуатаційні показники, розширити зони експлуатації по напорах і витратах, підвищити ККД, і дає можливість застосування прямооточної схеми на більш високі напори. Крім того, даний гідроагрегат дозволяє одержати більшу потужність при менших габаритах блоку ГЕС у плані, у порівнянні з двома паралель-

но працюючими агрегатами поворотно-лопатевого типу [1].

Опис конструкції та роботи зведеного прямооточного гідроагрегату, профілювання та розрахункове дослідження робочого процесу в першій лопатевій системі приведено в статті [2].

2. Профілювання лопатеві системи другого робочого колеса ПЛГ 15-100

Проектування лопатеві системи робочого колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом сумісного рішення оберненої та прямої задач обтікання решіток профілів, що базуються на прийня-

тих моделях течії, гідравлічних втрат і геометричної моделі робочого колеса [3, 4].

Кожна ГЕС характеризується такими даними як напір, потужність, синхронна частота обертання, витрата тощо[5, 6]. Використовуючи формули подібності, ці параметри можна звести до двох: приведеної витрати Q_1 і приведеної частоти обертання n_1 . Відношення циркуляцій, що спрацьовується на першому та другому робочих колесах визначається рівнянням Ейлера:

$$(\Delta V_{ur})_1 = \frac{\eta_{гг} g H_1}{\omega_1}, \tag{1}$$

Так як приймаємо $\eta_{гг1} = \eta_{гг2}$, то

$$\frac{(\Delta V_{ur})_1}{(\Delta V_{ur})_2} = \frac{H_1 \cdot \omega_2}{\omega_1 \cdot H_2}. \tag{2}$$

Ці величини є вхідними даними при проектуванні робочих коліс гідротурбін.

В проточній частині зведеного гідроагрегата встановлено дві турбіни, вали яких розміщені горизонтально. Перша турбіна капсульна осьового типу ПЛГ 25-100, друга - капсульна осьового типу ПЛГ 15-100 (рис.1).

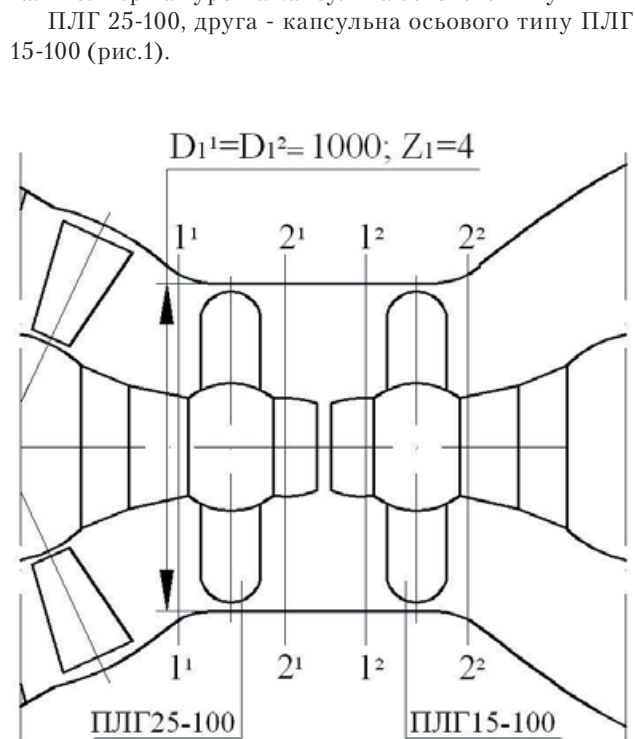


Рис. 1. Схема розміщення робочих коліс та розрахункові перетини зведеного прямооточного гідроагрегату

Закрутки потоку перед і за робочими колесами визначалися за допомогою основного рівняння гідротурбін (1), у припущенні, що на виході з другого колеса закрутка потоку рівна нулю, тобто

$$(V_{ur})_2^{(2)} = 0, \tag{3}$$

$$(V_{ur})_2^{(1)} = (V_{ur})_1^{(2)}. \tag{4}$$

Профільовання лопатевих систем починається з другого колеса і виконується за допомогою метода розподілених вихорів [3]. Даний метод, разом з іншими, широко використовується в практиці розрахунку осьових робочих коліс насосів і гідротурбін [7, 8]. Згідно цього методу тонкі слабо зігнуті профілі в решітках замінюються вихровими шарами з певним законом розподілення вихорів $\gamma = f(S)$ уздовж скелета. Для визначення форми профілів задається плоско-паралельний потік закон розподілу вихорів уздовж профілю. Форму профілю знаходять по еліптичному закону розподілення інтенсивності вздовж профілю, як лінію току сумарного відносного потоку, швидкість якого в кожній точці може бути представлена векторною сумою швидкості необуреного потоку і швидкості, що індуюються в цій точці всіма вихровими шарами, замінюючими профілі решіток [3].

Отримані в результаті розрахунку нескінченно тонкі профілі потім виконують тілесними ("одягають" товщиною) за допомогою нерозрахункових прийомів - по заданому закону розподілення товщини вздовж скелетної лінії профілю (рис.2)

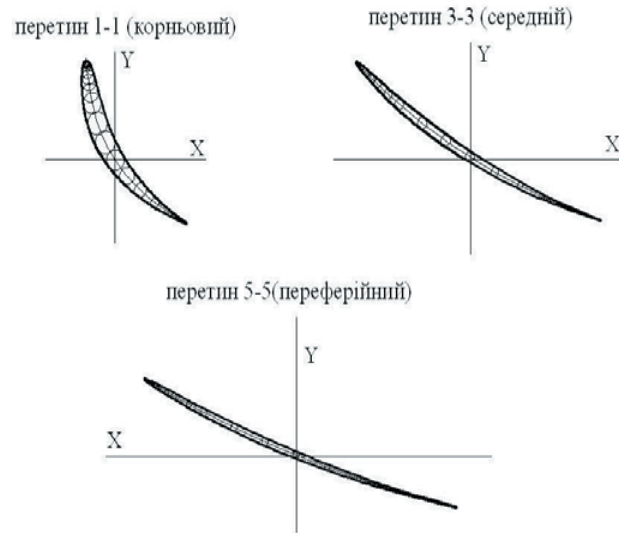


Рис. 2. Профілі кінцевої товщини робочого колеса другої лопатеві системи ПЛГ 15-100.

При профільованні лопатеві системи були прийняті наступні вихідні дані [9, 10, 11, 12]:

- напір: H ;
 - приведена витрата: Q_1 ;
 - приведена частота обертання: n_1 ;
 - гідравлічний ККД: η_g ;
 - діаметр робочого колеса: $D_1 = 1$ м;
 - діаметр втулки робочого колеса: $d_{вт}$;
 - число лопатей: z ;
 - радіуси розрахункових перетинів: r ;
 - густота решітки в розрахункових перетинах: (l/t) ;
 - максимальна товщина профілю в розрахункових перетинах: δ_{max} ;
 - коефіцієнт моменту кількості руху рідини на виході з решітки: $K_2 = 0$;
 - відношення циркуляцій: (Γ_α / Γ) ;
- Значення цих величин приведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку лопатевої системи робочого колеса ПЛГ 15-100

№ пер.	г, м	(l/t)	$\delta_{\max}, \%$	(Γ_α / Γ)	H, м	$Q_1', \text{м}^3 / \text{А}$	$n_1', \text{об/хв}$	η_r	dвт, м	Z
1-1	0,19	0,85	11	0,3	15	1,7	145	0,92	0,35	4
2-2	0,265	0,78	5,2	0,185						
3-3	0,34	0,74	3,6	0,14						
4-4	0,415	0,68	2,3	0,115						
5-5	0,49	0,6	2,0	0,1						

По результатам розрахунків було побудовано меридіональну проекцію та план лопаті робочого колеса гідротурбіни ПЛГ 15-100 (рис.3).

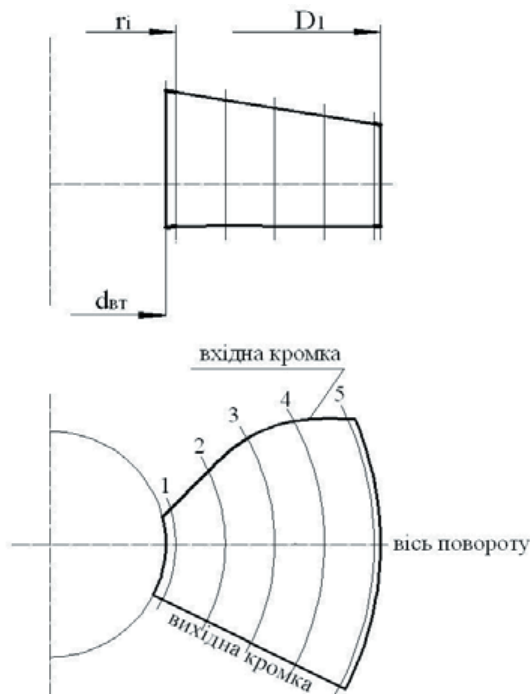


Рис. 3. Меридіональна проекція та вид лопаті обочого колеса в плані.

3. Розрахункове дослідження обтікання лопатевої системи робочого колеса ПЛГ 15-100

Лопатева система проектувалася виходячи з умови осевого виходу потоку після робочого колеса, тобто $(V_{ur})_2^{(2)} = 0$, відповідно кінематичний параметр $\Gamma_2 D / Q = 0$.

Розрахункове дослідження обтікання велося для середньої решітки робочого колеса ПЛГ 15-100 на прийнятій поверхні току для різних варіантів кутів розвороту φ (рис.4) при постійній величині $\Gamma_2 D / Q = 0$, здійснювалося методом послідовних наближень для визначення режимних параметрів $Q_1' - n_1'$. Розрахунків проводився по методу ЦКТИ [13].

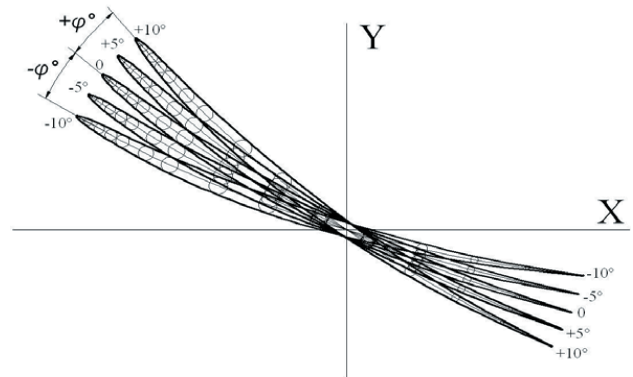


Рис. 4. Розрахунковий профіль(середній) робочого колеса ПЛГ 15-100 для різних варіантів кута розвороту φ

По даним розрахунку обтікання лопатевої системи (по значенням і епіюрам відносної швидкості $W(S)$ (рис.5) та коефіцієнту тиску $\bar{p}(S)$ (рис.6) на лицьовій та тильній стороні лопаті) на прийнятому режимі було визначено:

- параметри пограничних шарів на лицьовій та тильній сторонах лопаті та профільні втрати;
- кути безударного обтікання лопатевої системи, ударні втрати та вірогідність відриву потоку на тильній/лицьовій поверхні лопаті на різних режимах;
- циркуляційні втрати;
- побудовано кінематичні характеристики $\Gamma_2 D / Q = 0$ лопатевої системи ПЛГ 15-100 для різних варіантів кутів розвороту розрахункового профілю (рис.7);
- коефіцієнти кавітації σ (таблиця 2), [14];

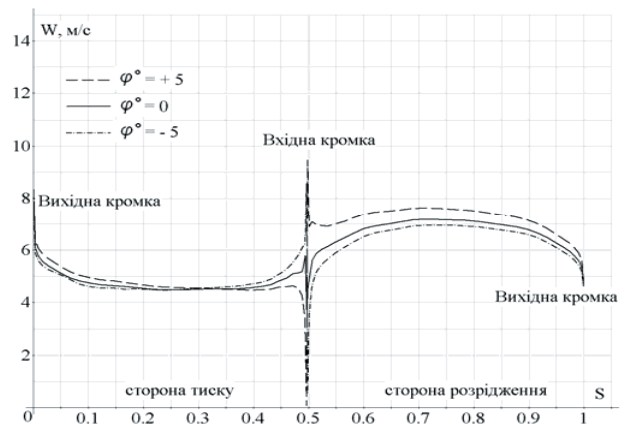


Рис. 5. Графіки розподілу відносної швидкості по поверхні середнього профілю робочого колеса ПЛГ 15-100

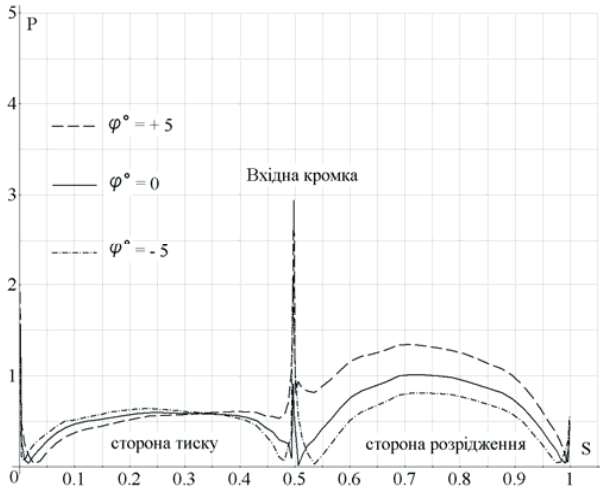


Рис. 6. Графіки розподілу коефіцієнту тиску по поверхні середнього профілю робочого колеса ПЛГ 15-100.

Таблиця 2

Коефіцієнти кавітації σ при $n_1 = 160$ об/хв. для різних кутів установки лопаті робочого колеса

Кут установки лопаті φ°	σ
+10	0,91
+5	0,62
0	0,4
-5	0,25
-10	0,14

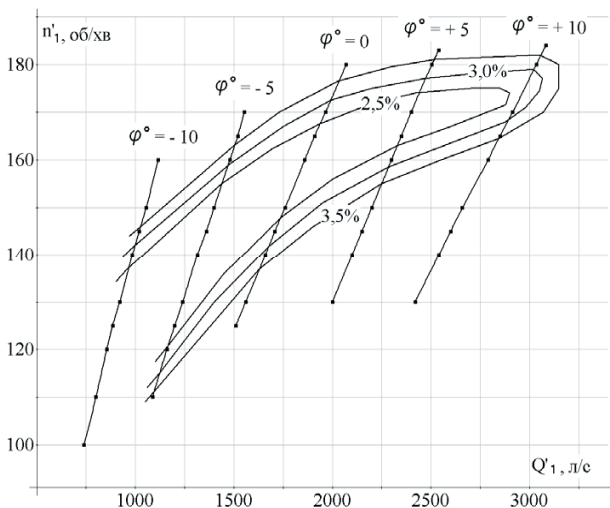


Рис. 7. Кінематичні характеристики $\Gamma_2 D / Q = 0$ лопатевої системи ПЛГ 15-100 для різних варіантів кутів розвороту φ лопаті робочого колеса та ізолінії витрат енергії в лопатевої системі

4. Гідравлічні втрати в робочому колесі ПЛГ 15-100

У робочому колесі осереднені сумарні гідравлічні втрати $\bar{h}_{\text{сум}}$ визначалися як сума усереднених по

витраті профільних $\bar{h}_{\text{пр}}$, циркуляційних $\bar{h}_{\text{ц}}$, ударних $\bar{h}_{\text{уд}}$ втрат

$$\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{\text{пр}} + \bar{h}_{\text{ц}} + \bar{h}_{\text{уд}} \quad (5)$$

Дискові, кромкові та об'ємні втрати в даній роботі не враховувалися.

По результатам розрахунків було побудовано:

- ізолінії витрат енергії в робочому колесі (рис.7);
- криві витрат в лопатевої системі ПЛГ 15-100 для різних варіантів кутів розвороту φ лопаті робочого колеса (рис.8);
- баланс витрат енергії в лопатевої системі ПЛГ 15-100 на прийнятому режимі роботи (рис.9).

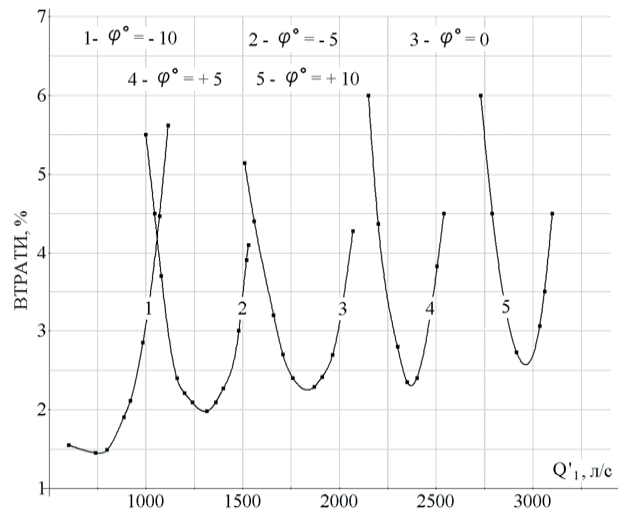


Рис. 8. Криві витрат в лопатевої системі ПЛГ 15-100 для різних варіантів кутів розвороту φ лопаті робочого колеса

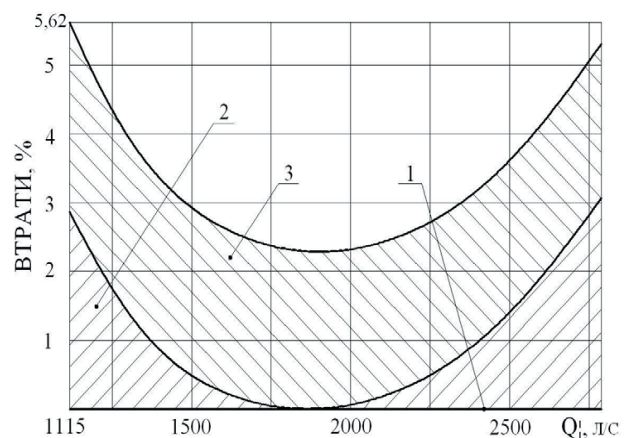


Рис. 9. Баланс витрат енергії в лопатевої системі ПЛГ 15-100 при $n_1 = 160$ об/хв.

- 1- циркуляційні втрати,
- 2- ударні втрати,
- 3- профільні втрати

Висновки

1. Визначені режимні параметри робочого колеса ПЛ15-100 що забезпечують постійність кінематичного параметра $\Gamma_2 D / Q = 0$ на виході з лопатевої системи.

2. Проведені розрахункові дослідження лопатевої системи другого робочого колеса дозволили отримати кінематичні характеристики потоку на вході та побудувати баланс втрат при $\pi_1 = \text{const}$.

3. Отримані кінематичні характеристики лопатевої системи ПЛГ 15-100 дозволяють провести узгодження її з кінематичними характеристиками першого робочого колеса ПЛГ 25-100.

Література

1. Патент на винахід № 76872 МПК F03 В 13/06, 13/08, 13/10, 13/16. Здвоєний прямотечійний гідроагрегат. / Потетенко О.В., Ковальов С.М., 2006.
2. Потетенко О.В., Крупа Є.С., Дранковський В.Е. «Дослідження робочого процесу здвоєного капсульного прямоточного гідроагрегату». Східно-Європейський журнал передових технологій - Харків.-2008, 6/5(36).- С. 30-34.
3. Гувовський Е.В., Колтон А.Ю. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. -Л.: Машиностроение, 1974.
4. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидротурбин. – Л.: Машиностроение, 1978.

5. Квятковский В.С. Рабочий процесс осевой гидротурбины. Ч. I, М.: Машгиз, 1951.
6. Квятковский В.С. Рабочий процесс осевой гидротурбины. Ч. II, М.: Машгиз, 1952.
7. Колтон А.Ю., Этинберг И.Э. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин. М-Л.: Машгиз, 1958.
8. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотного-лопастных гидротурбин. М-Л.: Машиностроение, 1965.
9. Свиначев Г.А., Меловцов А.А. Горизонтальные капсульные гидротурбины осевого типа.- Киев.: Наукова думка, 1969.
10. Семенов В.В. Прямоточные гидротурбоагрегаты высокой и сверхвысокой быстроходности. М.-Л.: Государственное энергетическое издательство 1959.
11. Свиначев Г.А. Высоконапорные поворотноголопастные гидротурбины осевого типа. Киев.: изд. АН УССР, 1964.
12. Стеклов М.Л. Горизонтальные гидравлические турбины. Л.: Машиностроение, 1974.
13. Раухман Б.С. Расчет обтекания пространственных решеток профилей с программированием на ЭВМ. РТМ. 24.023..21.-Л.: ЦКТИ, 1972.
14. Этинберг И.Э. Пути улучшения кавитационных качеств высоконапорных поворотноголопастных рабочих колес. Энергомашиностроение, 1960, №12.