



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 88738

(13) C2

(51) МПК

F03B 3/12 (2009.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(54) РОБОЧЕ КОЛЕСО ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОМАШИНИ

1

(21) а200806848

(22) 19.05.2008

(24) 10.11.2009

(46) 10.11.2009, Бюл.№ 21, 2009 р.

(72) ВЕРЕМЕСНКО ІГОР СТЕПАНОВИЧ, ГЛАДИШЕВ СЕРГІЙ ВІКТОРОВИЧ, ВАПНИК БОРИС КИРИЛОВИЧ, БИКОВ АДОЛЬФ ОЛЕКСІЙОВИЧ, ШИЛОВ ВАЛЕРІЙ ПАВЛОВИЧ

(73) ВЕРЕМЕСНКО ІГОР СТЕПАНОВИЧ, ГЛАДИШЕВ СЕРГІЙ ВІКТОРОВИЧ, ВАПНИК БОРИС КИРИЛОВИЧ, БИКОВ АДОЛЬФ ОЛЕКСІЙОВИЧ, ШИЛОВ ВАЛЕРІЙ ПАВЛОВИЧ

(56) UA 65644, 15.04.2004

UA 73589, 15.08.2005

UA 76260, 17.07.2006

UA 79845, 25.07.2007

UA 80108, 27.08.2007

UA 82240, 25.03.2008

SU 364758, 25.12.1972

SU 556238, 30.04.1977

SU 780598, 07.07.1983

SU 1353924, 23.11.1987

RU 2166121, 27.04.2001

RU 2157465, 10.10.2000

GB 1068949, 17.05.1967

US 4108570, 2208.1978

(57) Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, що містить втулку з певним втулковим відношенням та установлені у неї поворотні лопаті, номінальна поверхня яких виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів,

2

яке відрізняється тим, що втулке відношення виконано $\bar{d}_{вт} = 0,415$, кількість лопатей $Z_n = 5$, а номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до наступних співвідношень геометричних параметрів:

(номінальний діаметр робочого колеса - D_1 , лінійні величини віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1 кутові розміри виражені у градусах)

відносний радіус розташування поточного перерізу лопаті $\bar{R}_i = 0,5...0,2075$;

відносна довжина хорди поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i = 0,66459...0,3563$;

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перерізу лопаті \bar{R}_i $\bar{l}_i = 0,2497...0,1556$;

відносна максимальна товщина поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{maxi} = 0,0144...0,0458$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{vxi} = 0,0009...0,0053$;

лопатеви́й кут на вході поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\beta_{vxi} = 23,2^\circ...56,3^\circ$;

лопатеви́й кут на виході поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\beta_{vixi} = 11,8^\circ...17^\circ$;

відносна товщина вихідної кромки поточного перерізу лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{vixi} = \text{const} = 0,0028$.

Передбачуваний винахід стосується до гідромашинобудування і може бути використаний при виготовленні робочих коліс поворотно-лопатеви́х гідромаши́н.

На енергетичні, кавітаційні, ерозійні і пульсаційні характеристики робочого колеса поворотно-лопатевої гідромаши́ни вирішальний вплив справляють геометричні параметри елементів робочого колеса. Найбільш важливими параметрами є втулке відношення, кількість лопатей і геометричні характеристики номінальної поверхні лопаті робочого колеса в кожному з перетинів лопаті. Лопать робочого колеса поворотно-лопатевої гідромаши́ни, сприймаючи енергію потоку, знаходиться під

впливом значного гідравлічного тиску [1]. Тому її форма і розміри повинні задовольняти вимогам не тільки хорошої обтічності, що забезпечує оптимальні енергетичні (потужність і ККД) і кавітаційні властивості гідромаши́ни, але і бути міцною, що забезпечує тривалу роботу гідромаши́ни. При цьому велике значення для характеристики гідравлічних якостей гідромаши́ни з швидкості та пропускної спроможності має також коефіцієнт швидкохідності.

Відомо робоче колесо поворотно-лопатевої гідротурбіни на напори до 30м (ПЛ 30) [2], що містить втулку та установлені у неї поворотні лопаті і

(13) C2

(11) 88738

(19) UA

має втулке відношення $\bar{d}_{\text{вт}} = d_{\text{вт}} / D_1 = 0,41$ і кількість лопатей $Z_n=5$, при цьому номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів. Недоліками відомого робочого колеса є:

- недостатність узгодження форми лопатей, кількості лопатей та втулкового відношення з натікаючим потоком води і потоком в міжлопатевому каналі;

- невисокий рівень максимального ККД;
- значний рівень кавітаційної ерозії.

Відомо також робоче колесо поворотно-лопатевої гідротурбіни на напори 15-30м (ПЛ 30) [3], що містить втулку та установлені у неї поворотні лопаті і має втулке відношення $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,45$ і кількість лопатей $Z_n=6$, причому номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів. При цьому максимальний ККД=88 % і коефіцієнт швидкохідності по оптимуму характеристики $\eta_s=352$.

- недостатність узгодження форми лопатей, кількості лопатей та втулкового відношення з натікаючим потоком води і потоком в міжлопатевому каналі;

- невисокий рівень максимального ККД;
- невелика швидкохідність робочого колеса.

Найбільш близьким з виявлених аналогів до передбачуваного винаходу є робоче колесо поворотно-лопатевої гідротурбіни на напори 15-30м (ПЛ 30) [4], що містить втулку та установлені у неї поворотні лопаті і має втулке відношення $d_{\text{вт}} = 0,4$ і кількість лопатей $Z_n=6$, причому номінальна поверхня лопаті виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів. При цьому максимальний ККД=89% і коефіцієнт швидкохідності по оптимуму характеристики $\eta_s=322$.

Недоліками відомого робочого колеса є:

- недостатність узгодження форми лопатей, кількості лопатей та втулкового відношення з натікаючим потоком води і потоком в міжлопатевому каналі;

- невисокий рівень максимального ККД;
- невелика швидкохідність робочого колеса.

У основу передбачуваного винаходу поставлено завдання створити таке робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, нове виконання елементів якого, зокрема, номінальної поверхні лопаті, дозволило б підвищити енергетичні характеристики і коефіцієнт швидкохідності гідромашини.

Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини, що заявляється, містить втулку з певним втулковим відношенням та установлені у неї поворотні лопаті, номінальна поверхня яких виконана відповідно до певних співвідношень геометричних параметрів.

При цьому відмітними ознаками передбачуваного винаходу в порівнянні з прототипом є:

- виконання втулкового відношення

$\bar{d}_{\text{вт}} = 0,415$;

- виконання кількості лопатей $Z_n=5$;
- виконання номінальної поверхні лопаті відповідно до наступних співвідношень геометричних параметрів:

(номінальний діаметр робочого колеса - D_1 , лінійні величини віднесені до номінального діаметра робочого колеса D_1 , кутові розміри виражені у градусах)

відносний радіус розташування поточного перетину лопаті $\bar{R}_i = 0,5...0,2075$;

відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i = 0,66459...0,3563$

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{\alpha}_i = 0,2497...0,1556$;

відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{\text{max}i} = 0,0144...0,0458$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{\text{вх}i} = 0,0009...0,0053$;

лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{\text{вх}i} = 23,2^\circ...56,3^\circ$;

лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{\text{вих}i} = 11,8^\circ...17^\circ$;

відносна товщина вихідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{\text{вих}i} = \text{const} = 0,0028$

Виконання робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини по обмежувальних ознаках дозволяє отримати працездатне робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини.

Виконання втулкового відношення $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,415$, на підставі досвіду проектування, дозволяє забезпечити необхідний кут розвернення лопатей і необхідний об'єм порожнини втулки робочого колеса для розміщення елементів механізму повороту лопатей.

Виконання кількості лопатей $Z_n=5$ дозволяє, при втулковому відношенні $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,415$ і номінальній поверхні лопаті, що заявляється, поліпшити енергетичні характеристики і підвищити швидкохідність робочого колеса.

Виконання номінальної поверхні лопаті відповідно до заявлених співвідношень геометричних параметрів дозволяє, при втулковому відношенні $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,415$ і кількості лопатей $Z_n=5$, поліпшити енергетичні характеристики робочого колеса (максимальний ККД=91,5%) і підвищити швидкохідність гідромашини (коефіцієнт швидкохідності $\eta_s=447$). При цьому підвищення швидкохідності дозволяє зменшити габарити робочого колеса.

В цілому, сукупність суттєвих ознак дозволяє досягти технічний результат - отримати робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини для напорів 15-30м з поліпшеними енергетичними характеристиками і з підвищеною швидкохідністю.

Передбачуваний винахід ілюструється кресленнями, на яких показано:

Фіг.1 робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини;

Фіг.2 - лопать робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини в плані;

Фіг.3 - розгортка поточного перетину лопаті робочого колеса поворотно-лопатевої гідромашини.

(Див. Фіг.1) D_1 - номінальний діаметр робочого колеса, $\bar{d}_{вт}$ - втулкове відношення робочого колеса, \bar{R}_i - відносний радіус розташування поточного перетину лопаті

(див. Фіг.2) D_1 - номінальний діаметр робочого колеса, $\bar{d}_{вт}$ - втулкове відношення робочого колеса, \bar{R}_i - відносний радіус розташування поточного перетину лопаті, А-А - поточний перетин лопаті, 0-0 - вісь повороту лопаті

(див. Фіг.3) перетин за А-А - поточний перетин лопаті: \bar{L}_i - відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; \bar{l}_i - положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; \bar{T}_{maxi} - відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; \bar{r}_{vxi} - відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; β_{vxi} - лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; β_{vixi} - лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ; $\bar{\delta}_{vixi}$ - відносна товщина вихідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i 0-0 - вісь повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i ;

Робоче колесо поворотно-лопатевої гідромашини (див. Фіг.1 і 2) містить втулку 1 та установлені у неї поворотні лопаті 2 з вхідною 3 і вихідною 4 кромками. При цьому втулкове відношення виконано $\bar{d}_{вт} = 0,415$, а кількість лопатей $Z_n=5$.

Причому, номінальна поверхня лопаті виконана у відповідності з наступними співвідношеннями геометричних параметрів (див. Фіг.2 і 3):

(номінальний діаметр робочого колеса - D_1 , лінійні величини віднесені до номінального діаметра

робочого колеса D_1 , кутові розміри виражені у градусах)

відносний радіус розташування поточного перетину лопаті $\bar{R}_i = 0,5...0,2075$;

відносна довжина хорди поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{L}_i = 0,6459...0,3563$;

положення вхідної кромки відносно осі повороту поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{l}_i = 0,2497...0,1556$;

відносна максимальна товщина поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{T}_{maxi} = 0,0144...0,0458$;

відносний радіус вхідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{r}_{vxi} = 0,0009...0,0053$;

лопатевий кут на вході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{vxi} = 23,2...56,3^\circ$;

лопатевий кут на виході поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\beta_{vixi} = 11,8...17^\circ$

відносна товщина вихідної кромки поточного перетину лопаті на \bar{R}_i $\bar{\delta}_{vixi} = \text{const} = 0,0028$.

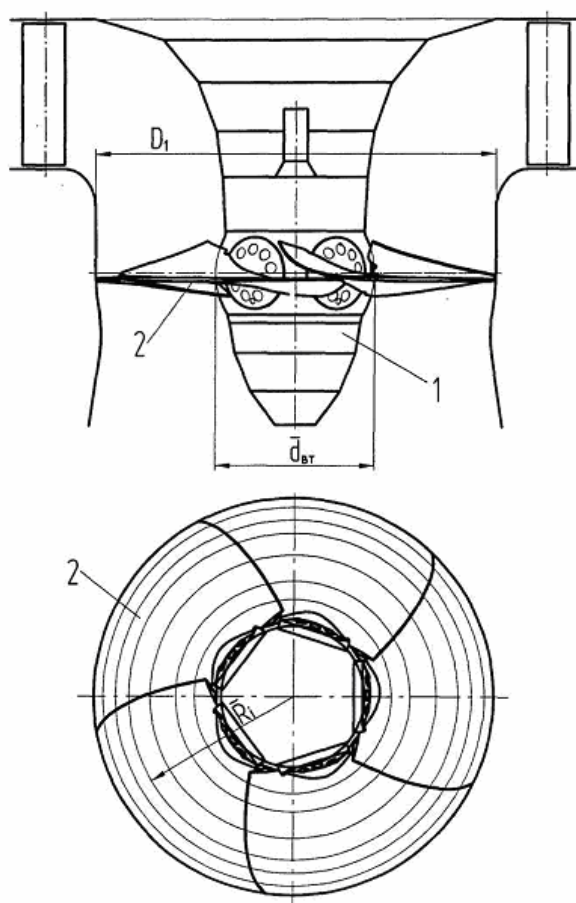
Джерела інформації:

1. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. - Л.: Машиностроение. - 1971. - С.14-16, рис.1.5; с.426-427, рис. VIII.36.

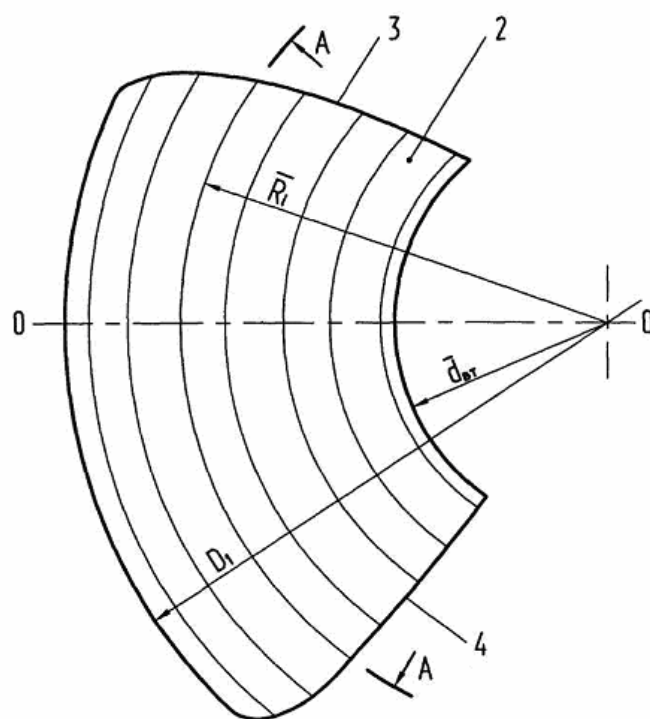
2. Ковалев Н.Н. Проектирование гидротурбин. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние. - 1974. - С.21, табл.1.4.

3. Гидротурбинное оборудование гидроэлектростанций /под. ред. А.А. Морозова/. - М. - Л.: Госэнергоиздат. - 1958. - С.83, рис.3-30.

4. Справочник по гидротурбинам /под ред. Н.Н. Ковалева/. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ие. - 1984. - С.17, рис. 1.12; с.30, рис.1.24; с.33, табл.1.7. - Прототип.

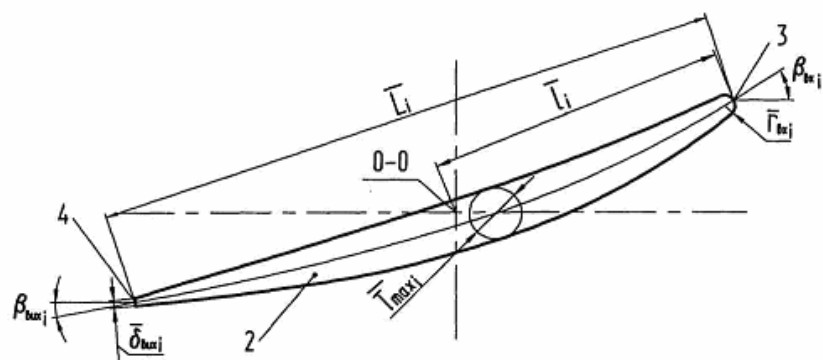


Фиг. 1



Фиг. 2

A-A



Фиг. 3