

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ З ЩІТКОВИМИ УЩІЛЬНЕННЯМИ**

*Михайло Олександрович Катренко*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1015-5746>

Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, Дніпро

### **Вступ**

Для насосних систем постачання компонентів палива рідинних ракетних двигунів та двигунних установок величина перетікань робочого тіла через вільні кромки лопаток значно впливає на енергетичні параметри робочих коліс насосів і турбін, та агрегатів постачання в цілому. Одним із можливих методів зменшення перетікань є використання щіткових ущільнень, які розташовується безпосередньо на вільних кромках лопаток напіввідкритого робочого колеса. Цей метод має як переваги так і недоліки. До переваг слід віднести те, що щіткове ущільнення є гідравлічним опір, що перешкоджає перетіканню рідини з напірної сторони лопатки на тильну, що призводить до підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) і напору відцентрових насосів, а також використання відцентрової сили, яка діє на рідину, що знаходиться у міжщітковому просторі. Основний недолік щіткових ущільнень – можливість їх часткових руйнувань, та потрапляння щітинок у проточну частину насосу.

### **МЕТА ТА ЗАДАЧІ**

Метою експериментального дослідження є порівняльний аналіз характеристик напіввідкритих робочих коліс насосів з щітковими ущільненнями.

### **МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ**

Робочі колеса насосів напіввідкритого типу, двоярусні, розміщувались у нерухомому корпусі та були закріплені на валу, мали задне гвинтове ущільнення, зовнішній вигляд яких показаний на рисунках 1, 2. На торцях лопаток встановлені щітки, виконані у вигляді набору дротів, які вільним кінцем торкалися корпусу, та знаходились у прогнутому стані. Щітки виконували з нержавіючої дроту діаметром 0,0002 м і довжиною 0,003 м. Дроти встановлювалися в один ряд на відстані 0,0005 м один від одного. Фрагмент робочого колеса з встановленими щітковими ущільненнями показаний на рис. 3.



Рисунок 1 – Робочі колеса насосів



Рисунок 2 – Робочі колеса насосів



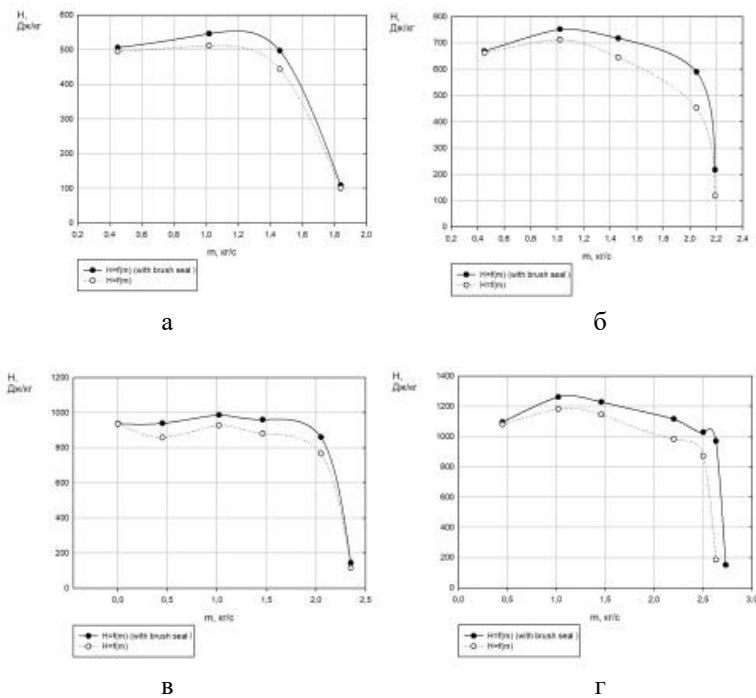
Рисунок 3 – Робоче колесо насосу з щітковими ущільненнями

Осьовий зазор при експериментальному дослідженні становив 0,001 м. Для оцінки ефективності установки щіткового ущільнення знімалися характеристики робочих коліс з однаковими

геометричними параметрами, при однакових робочих умовах. Геометричні параметри випробуваних робочих коліс були такими:

- діаметр входу  $D_1 = 0,03$  м;
- діаметр виходу  $D_2 = 0,094$  м;
- кут лопатки на вході  $\beta_{1,l} = 20^\circ$ ;
- кут лопатки на виході  $\beta_{2,l} = 40^\circ$ ;
- число лопаток на виході з колеса  $Z_{pk} = 12$ ;
- діаметр входу лопаток другого ярусу  $D_{1(2)} = 0,072$  м.

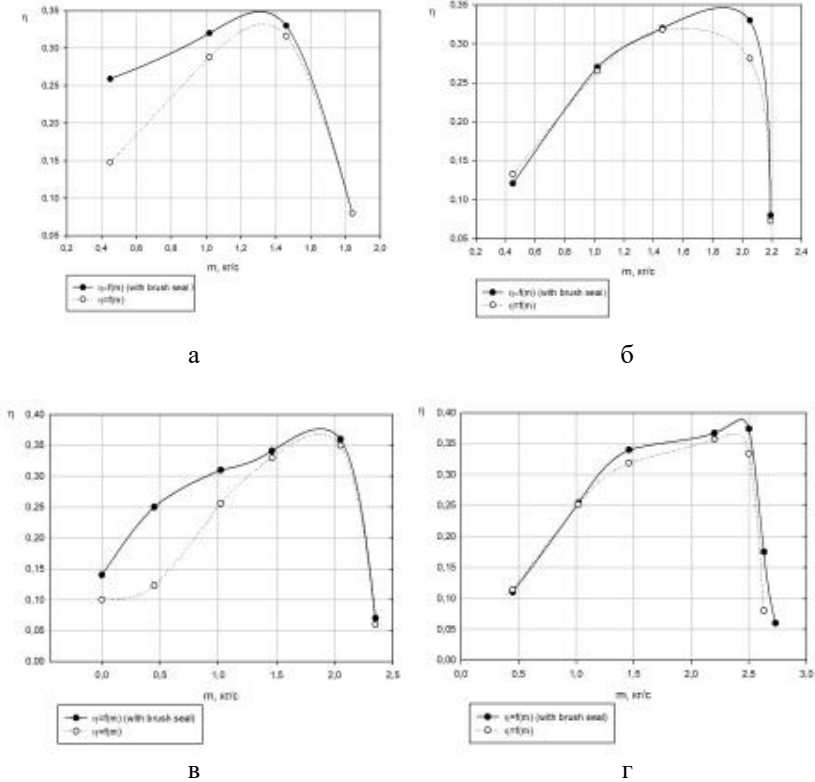
Робочі колеса насосів досліджувались при наступних кутових швидкостях обертання  $\omega$ : 628 1/с, 733 1/с, 837 1/с, 942 1/с. Для визначення напору  $H$  та ККД насосу  $\eta$  проводилось вимірювання тисків рідини на вході та виході з насоса, масова витрата робочого тіла  $m$ , та частота обертання ротору  $n$ . Експериментальне дослідження насосів при сталій кутовій швидкості обертання ротору здійснювалось з регулюванням масової витрати. Результати, що були отримані подані на рисунках 4, 5.



а)  $\omega = 628$  1/с б)  $\omega = 733$  1/с в)  $\omega = 837$  1/с, г)  $\omega = 942$  1/с

Рисунок 4 – Залежності напорів насосів від масової витрати рідини

В абсолютному вираженні, середнє збільшення напору колеса з щітковим ущільненням у порівнянні з колесом, де ущільнення було відсутнє складо 2 - 4%. Відповідно до рисунку 5, можна констатувати, що середнє збільшення ККД колеса з щітковим ущільненням у порівнянні з колесом, де ущільнення було відсутнє складо 2 - 6%. Для конструкцій робочих коліс що досліджувались, отримане покращення напірної та ефективної характеристики пояснюється тим, що зменшення перетікань рідини через вільну кромку лопатки дозволило покращити картину течії рідини при її руху по гвинтовій поверхні у проточній частині робочого колеса в більшій мірі, ніж наявне погіршення кінцевих течій в межах шару рідини щіткового ущільнення у порівнянні з течією перед вільними кромками лопаток.



а)  $\omega = 628$  1/c б)  $\omega = 733$  1/c в)  $\omega = 837$  1/c, г)  $\omega = 942$  1/c  
Рисунок 5 – Залежності ККД насосів від масової витрати рідини

Проблеми технічного і технологічного характеру, які виникли при проведенні досліджень коліс з щітковими ущільненнями, показали шляхи та можливості використання такого типу динамічних ущільнень.

На щітці діє гідродинамічна сила від перепаду тиску, що ці щітки прагне відігнути від корпусу, але за рахунок пружності щіток останні з ним мають безпосередній контакт. При тотожності сили пружності та гідродинамічної сили щітки тільки торкатимуться корпусу насоса і не передаватимуть на корпус зусилля. Таке положення щіток відповідає максимальному значенню ККД насоса. Перепад тиску на щітках можна визначити за залежністю:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot W^2 \cdot \xi^2}{2}, \quad (1)$$

де  $W$  - швидкість руху рідини відносно щіток.

Коефіцієнт гідравлічного опору становить

$$\xi = \beta \cdot k \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу осі щетинки щодо вектору  $W$ .

У першому наближенні швидкість  $W(i)$  можна подати у вигляді:

$$W(i) = \frac{\omega \cdot r(i) \cdot x(i)}{h}, \quad (3)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання робочого колеса,  $r$  - поточний радіус колеса або осьового зазору,  $x$  - поточна координата по ширині зазору, що починається на торці лопаті і закінчується на корпусі,  $h$  - ширина осьового зазору.

Частка величин  $x/h$  змінюється від нуля до одиниці. З залежності видно, що швидкість  $W$  збільшується за шириною каналу від нуля до  $W \cdot r(i)$ , а  $\sin \alpha$ , зменшується при збільшенні  $x$ . У зв'язку з цим у першому наближенні перепад тиску на щітках  $\Delta p$  можна прийняти сталим за величиною  $x$ , а гідродинамічну силу, що діє на щітки, визначається за залежністю:

$$F_T = \Delta p \cdot l \cdot d, \quad (4)$$

де  $l$  – довжина щітки,  $d$  – діаметр.

Під дією цієї сили щітка вигинається в осьовому зазорі  $h$ . Прогин  $f$  щітки можна визначити а відомою залежністю:

$$f = \frac{F_r l^3}{8EJ}, \quad (5)$$

де  $E$  – модуль пружності щітки, Па,  $J$  – осьовий момент інерції щітки.

Гідродинамічна сила навантаження щетинки  $F_r$  збільшується зі збільшенням радіусу, таким чином, задаючись прогином щітки  $f$  і довжиною  $l$ , можна визначити модуль пружності  $E$ . Якщо  $f$ ,  $l$  і  $J$  постійні величини, відповідно до формули, величина  $E$  буде функцією, яка залежить від радіуса  $r(i)$ . При збільшенні радіусу  $r$  модуль пружності  $E$  повинен збільшуватись при збереженні ККД насоса.

З іншого боку надійність та працездатність насосів з щітковими ущільненнями в значній мірі залежить від технології виробництва щіток, методів їх закріплення на вільних кромках лопаток, а також вибору потрібних матеріалів, адже теоретичні положення показують, що жорсткість щіток повинна бути змінною за радіусом.

## ВИСНОВКИ

Досвід використання щіткових динамічних ущільнень у напіввідкритих робочих колесах насосів показує доцільність їх використання. Покращення напірної характеристики та характеристики ККД насосів при використанні щіткового ущільнення на лопатки робочого колеса насоса за умов розрахункового режиму роботи дозволило збільшити ККД та напору насоса. Відносне зростання ККД 9%, а напору до 16 %. Жорсткість щіток раціонально збільшувати відповідно до збільшення радіусу робочого колеса. Потрібні додаткові дослідження щодо технології виготовлення щіткового ущільнення та його закріплення на вільних кромках тонких профілів.

## ПОСИЛАННЯ

1. Центробежный насос : а. с. 1645644 СССР : F 04 D 29/16 / Ю. В. Дронов. № 1645644 ; заявл. 05.05.1989 ; опубл. 30.04.1991, Бюл. № 16. 2 с.