

Отже, усі розглянуті вище дані досліджень дозволяють зауважити про доцільність проведення подальшого вивчення і застосування на практиці від'ємної циркуляції швидкості (закрутки) на вході в робоче колесо насоса.

Список посилань

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – 364 с.
2. Лопастные насосы : справочник / под общ. ред.: В. А. Зимницкого, В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 334 с.
3. Евтушенко А. А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения / А. А. Евтушенко // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование : тем. сб. науч. трудов / отв. ред. И. А. Ковалев. – Киев : ИСДО, 1994. – С. 20–28.
4. Горгиджаниян С. А. Погружные насосы для водоснабжения и водопонижения / С. А. Горгиджаниян, А. И. Дягилев. – Ленинград : Машиностроение, 1968. – 112 с.
5. Veränderung: Untersuchungen der Vordralleinflüsse auf Kennlinien von Kreiselpumpen Schröder Valentin // Maschinenmarkt. – 1994. – 100, № 27. – P. 34–37.
6. Калиниченко П. М. Некоторые уточнения уравнений гидромеханики и теории лопастных насосов / П. М. Калиниченко. – Киев : ИСМО, 1999. – 240 с.
7. Бурлака В. Б. Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на местоположение оптимального режима работы лопастного насоса / В. Б. Бурлака, А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – 2000. – № 38, Т. 2. – С. 243–248.

УДК 62-253.5

Ратушний О. В., канд. техн. наук, доцент,
Куліков О. А., аспірант,

Сумський державний університет, kulikov.aleksandr322@gmail.com

ЧИСЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУТА АТАКИ ЛОПАТЕВОГО ДИСКУ КОНТРРОТОРНОГО СТУПЕНЯ

На сьогодні в різних галузях промисловості широко розповсюджені відцентрові консольні насоси. Такі насоси повністю досліджені та мають найоптимальніші значення напору та ККД, які тільки можливо досягти. Новою віткою в насособудуванні з'являється консольний контрроторний відцентровий насос. Цей насос має змінену проточну частину та складніший принцип дії передачі енергії від робочих органів рідини. Робоче колесо обертається за годинниковою стрілкою (*I*), а лопатевий диск (*II*) обертається проти годинникової стрілки. За рахунок цього між дисками з'являється контрроторний ефект, який в свою чергу передає рідині значно більше енергії ніж звичайні відцентрові насоси [1].

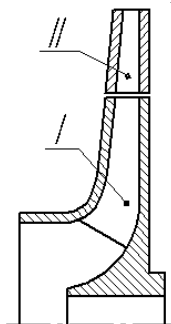


Рис. 1 – Ескіз контрроторного ступеня *I* – робоче колесо; *II* – лопатевий диск.

У зв'язку із змінами швидкостей насос може створювати значно більший напір, але течія рідини у такому насосі значно складніша і потребує всебічного дослідження. Одним з

напрямоків - дослідження вплив кута атаки лопатей диску II на характеристики ступеня та течії рідини в ньому [2].

Для отримання стабільної напірної характеристики експериментальним шляхом виявлено, що кут установки лопаті повинен знаходитись в межах $\beta_1=15-30^\circ$. Якщо кут зavelикий, то в робочих органах насоса буде відбуватися відрив потоку від лопаті та вихроутворення на її тильній стороні. Якщо кут замалий, то рідина не буде правильно взаємодіяти з лопатями в результаті чого відбувається погана енергопередача, що в свою чергу зменшує напір. Як перший, так і другий варіант має негативні наслідки у вигляді зниження ККД [3].

Наведені вище кути установки лопаті доцільно використовувати у звичайних насосах, де закрутка потоку на вході в робоче колесо майже нульова. У контрроторному ступені все значно складніше. Після виходу рідини з робочого колеса рідина потрапляє до лопатевого диску з неймовірно великою закрутою потоку. Копіювання кутів напрямного апарату також сумнівне завдання, так як напрямний апарат статичний, а лопатевий диск обертається з тією ж швидкістю, що і робоче колесо з напрямом протилежним йому.

Об'єктом дослідження є контрроторна ступінь з базовим робочим колесом насоса ЦНС-180/1900. Для дослідження були створені наступні лопатеві диски, що мають наступні кути установки лопатей з метою отримання напірних та енергетичних характеристик. Ступінь 1 (СТ1) – $\beta_1=0^\circ$, Ступінь 2 (СТ2) – $\beta_1=5^\circ$ Ступінь 3 (СТ3) – $\beta_1=15^\circ$.

Дослідження проводилось за допомогою програмного продукту ANSYS CFX, в якому закладено метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [4, 5]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

В результаті досліджень було отримано характеристику течії в контр роторному ступені (рис.2). Результати досліджень занесені до таблиці 1.

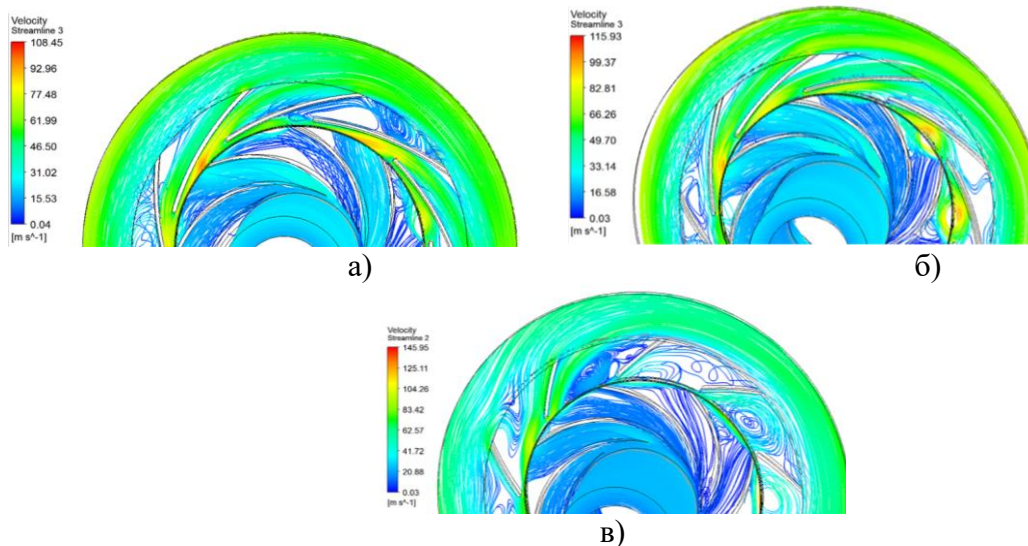


Рис. 2 – Течія рідини у ступенях а) СТ1 $\beta_1=0^\circ$; б) СТ2 $\beta_1=5^\circ$; в) СТ3 $\beta_1=15^\circ$;

Таблиця 1 – Характеристики контрроторних ступеней

Кут атаки лопаті β_1	Напір (Н), м	Потужність(N), кВт	ККД (η), %
(СТ1) $\beta_1=0^\circ$	331	293	0,55
(СТ2) $\beta_1=5^\circ$	326,2	344	0,46
(СТ3) $\beta_1=15^\circ$	265,4	327	0,39

Як можемо побачити в результаті дослідження виявилось те, що чим менший кут β_1 , тим краще це для рідини. У ступені 3 можемо бачити відрив потоку від лопаті та утворення вихорів, що впливає на ККД, який знизився до 39% на відміну від першого ступеня, де ККД найбільший – 55%. Також на характеристики ступенів впливають самі між лопатеві канали. Чим більший цей канал, тим шанс утворення вихору буде більшим.

Список посилань

1. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Сумський державний університет, 2020. –212 с.
2. Kulikov, A. A., Ratushnyi, A. V., Kovaliov, I. A., Mandryka, A. S., & Ignatiev, A. S. (2021). Numerical study of the centrifugal contra rotating blade system. Paper presented at the Journal of Physics: Conference Series, , 1741(1) doi:10.1088/1742-6596/1741/1/012008 Retrieved from www.scopus.com
3. Ржебаева, Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст] : учеб. пос. / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
4. L.G. Loitsianskyi (2003) Mechanics of liquid and gas [Mehanika zhidkosti i gaza]: Study guide - 7th edition. M.: Drofa, 840 p.
5. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0, 2010. 261 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ansys.com>.

УДК 629.021

**Апаракін А.Р., канд. техн. наук, асистент,
Підгасцький М.М., канд. техн. наук, доцент,**
Центральноукраїнський національний технічний університет, anton.aparakin@gmail.com

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ РІВНЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ЦАПФ ВАЛА-СЕКТОРА КУЛЬКО-ГВИНТОВОГО ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА РУЛЯ

Значна частка відмов при експлуатації кулько-гвинтового гідропідсилювача (КГПП) припадає на розгерметизацію цапф вала-сектора. По даним ПАТ НВП «Радій», отриманим із результатів експлуатації – відмови по розгерметизації вала-сектора складають:

- 2019 рік – 6 шт із 180 шт, що знаходились у експлуатації на момент оцінки;
- 2020 рік – 7 шт. із 392 шт., що знаходились у експлуатації на момент оцінки.

Аналіз причин розгерметизації, необхідно починати з аналізу процесу взаємодії цапфи валу, що ущільнюється, з опорним підшипником та ущільненням. Якщо зробити припущення, що вихідна поверхня, під дією інтенсивного навантаження пружно деформується, та одночасно ця поверхня являється ущільнюваною, то неминуче виникнення розгерметизації спряження.

Зона пружного розтягу розташована по одну сторону від центру контакту. По іншу сторону – матеріал зазнає стискування. У зоні стиску утворюється зазор, який викликає розгерметизацію ущільнення. З метою усунення пульсуючого зазору на герметичність спряження, пропонується виконати ряд конструктивних доопрацювань:

- ввести розділювальну канавку між опорною та ущільнювальною частинами цапфи;
- розділювальну канавку укомплектувати ущільнюючим елементом.

На рис. 1 приведена схема модернізованого ущільнення цапфи вал-сектора, з врахуванням обумовлених вище вимог. За такої схеми пружна (пластична) деформація поверхні 1 не буде впливати на ущільнювану поверхню 4, так як вона розділена канавкою 2. Одночасно з цим, обумовлена канавка 2 використовується для монтажу додаткового ущільнюючого елементу R13 (T-Polyurethane) фірми Seal Jet. Даний елемент має низьке значення коефіцієнту тертя, забезпечує надійну герметичність, при тиску вище 20,0 МПа та у діапазоні температур Т°С -50...+110.