

О. С. МАКІВСЬКИЙ, С. О. ЛУГОВА

БАЛАНС ОСЬОВИХ СИЛ В ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСАХ З ОПОЗИТНИМ РОЗТАШУВАННЯМ РОБОЧИХ КОЛІС

При роботі насоса виникають процеси, які значною мірою впливають на продуктивність та енергоефективність. Деякі з них можуть призвести до порушень в роботі насоса та навіть виходу його з ладу. Одним з основних явищ є виникнення осьової сили. В насосах типу «back-to-back» її вплив на роботу виростає значною мірою. Ці проблеми спонукають інженерів до нових конструкторських рішень, таких як нові конфігурації центральних втулок. В даній роботі досліджуються процеси, що відбуваються в дроселюючій щілині та бокових пазухах робочого колеса двох конструкцій центральних втулок з розвантажувальними отворами та без них. Аналіз виконаного чисельного дослідження показав доцільність використання центральної втулки з розвантажувальними отворами.

Ключові слова: багатоступеневий насос, робоче колесо, центральна втулка, бокові пазухи, чисельне дослідження.

O. MAKIVSKYI, S. LUGOVA

BALANCE OF AXIAL FORCES IN CENTRIFUGAL PUMPS WITH OPPOSITE IMPELLERS

During pump operation, processes occur that significantly affect performance and energy efficiency. Some of them can lead to pump malfunctions and even failure. One of the main phenomena that occur is axial force. In back-to-back pumps, its impact on operation increases significantly. These problems encourage engineers to new design solutions, such as new configurations of central bushings. This paper investigates the processes occurring in the throttling gap and side sinuses of the impeller for two designs of central bushings with and without relief holes. Analysis of the performed numerical study showed the feasibility of using a central bushing with relief holes.

Key words: multistage pump, impeller, central bushing, side sinuses, numerical study.

Вступ.

Наразі багатоступеневі відцентрові насоси використовуються у багатьох галузях промисловості. Разом з підвищенням рівня технологій, які використовуються у цих галузях, зростають і вимоги до енергоефективності та збільшення одиничної потужності насосів. Одним з рішень може бути конструкція насосів з опозитним розташуванням робочих коліс, так звані «back-to-back». Переваги таких насосів полягають у високій енергоефективності, зниженні вібрацій, стійкості до зношування при експлуатації, тощо. Конструкції насосів з опозитним розташуванням робочих коліс постійно вдосконалюються.

Як і у всіх відцентрових насосах, в насосах типу «back-to-back» виникає осьова сила. Через нерівномірність (різницю) площ основного та покриваючого дисків, осьова сила, що діє на окреме робоче колесо направлена у бік всмоктування. Розбивання робочих коліс на дві опозитно розташовані групи дозволяє практично врівноважити осьову силу, яка діє на ротор насоса. При цьому тиск в правій і лівій групі коліс різний, щоб врівноважити сили можна встановлювати не рівну кількість коліс в обох групах. Але це все одно не може забезпечити повну стабільність роботи насосів. В практиці зустрічаються випадки, коли осьова сила різко збільшується, змінює свій напрямок. На це впливає декілька факторів, основними з яких є:

- виникнення пульсації тиску у проточній частині насосу;
- величини зазорів ущільнень робочих коліс;
- характер течії в бокових пазухах робочих коліс.

Нестационарна осьова сила виникає в наслідок пульсацій тиску на виході з робочого колеса. Для зменшення впливу цих пульсацій необхідно обирати найкраще відношення кількості каналів робочих коліс до кількості каналів напрямних апаратів.

Вплив величини зазорів ущільнень робочих коліс зростає зі збільшенням зношення ущільнень. Це можна вирішити за допомогою вчасної заміни ущільнень.

Характер течії в бокових пазухах робочих коліс – найважливіший показник, який слід враховувати при визначенні осьових сил та проектуванні насосів. На характер течії в бокових пазухах впливають геометричні розміри цих пазух, а також швидкість обертання рідини. Для врахування швидкості обертання рідини в пазухах використовується коефіцієнт k [1].

Як описано у [2], при обертанні робочого колеса, рідина в пазухах набуває обертального руху. Рідина біля диска робочого колеса, що обертається, прилипає до стінки та набуває швидкість $V_u = \omega \cdot r$. Рідина біля стінки корпусу має швидкість $V_u = 0$. На цей циркулюючий потік накладається потік витіку, який проходить через щільні ущільнення.

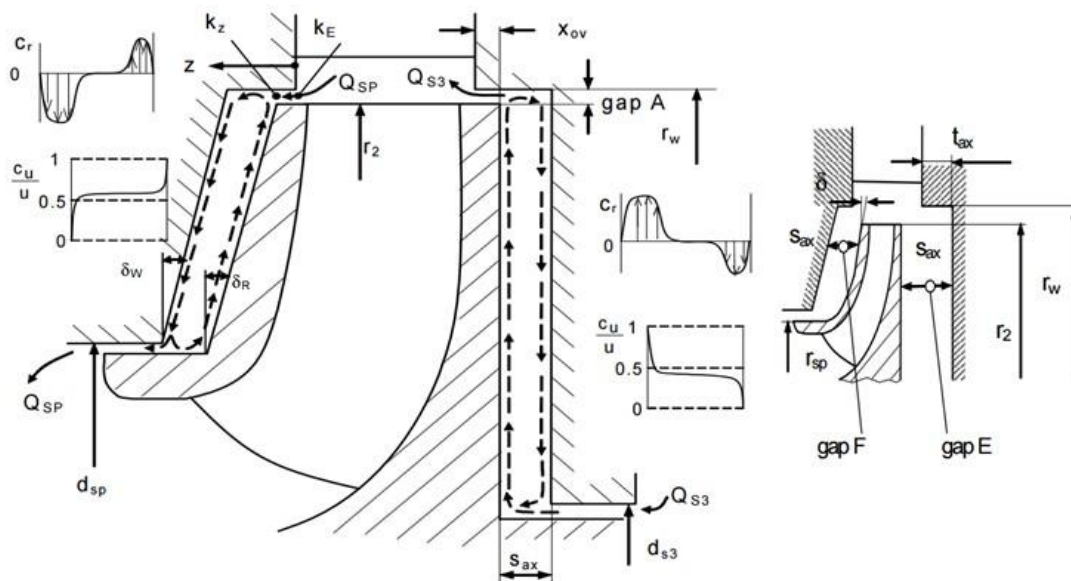


Рис. 1 — Схема течії в бокових пазухах робочого колеса [2]

В передній пазусі потік витіку направлений від периферії до центру. Витік передає імпульс $\rho \cdot Q_{sp} \cdot V_{2u,FS} \cdot r_2$ рідині в боковій пазусі і тим самим пришвидшує обертання. При відсутності тертя, витік зберігав би свій імпульс при русі від центра до периферії $V_u \cdot r = const$. При наявності в'язкісного тертя обертання сповільнюється, але воно збільшується при русі до центру, якщо $U_{2u,FS}/U_2 > 0,5$.

В задній пазусі можливі три варіанти картини течії:

- За наявності заднього ущільнення та розвантажувальних отворів, течія в задній пазусі буде такою ж як і в передній. Така ж течія має місце також і в кінцевому ступені багатоступінчатого насоса при наявності розвантажувального пристрою (барабана, гідроп'яти).

- Якщо в робочому колесі відсутні розвантажувальні отвори, а ущільнення валу перешкоджає руху наскрізного потоку через задню пазуху, в такому випадку на задній диск діють сили, які викликані тільки циркулюючим потоком.

- В проміжному (а також у всмоктуючому) ступені багатоступеневого насоса з загальним розвантажувальним пристроєм, витік в задній пазусі рухається від центра до периферії. Такий витік передає лише невеликий імпульс рідині в боковій пазусі. Його рух прискорюється в тангенціальному напрямку за рахунок дотичних напруг на диску, що обертається. Внаслідок цього відбувається уповільнення обертання потоку в задній пазусі.

Для дослідження течії у бокових пазухах та визначення величини осьової сили використовують як експериментальний, так і чисельний методи. Чисельний метод має основну перевагу: для проведення дослідження немає необхідності виготовляти насос, це дає

можливість вносити необхідні зміни в конструкцію насоса на етапі проектування та дослідження.

Для проведення таких досліджень використовують CFD-метод. Ефективність використання цього методу доводять результати, отримані різними науковцями [2], [3], [4], [5].

Однією з причин, які впливають на величину осьової сили, є витік у бічних пазухах. Мінімізувати вплив витіку в бічних пазухах на величину осевого зусилля можна шляхом зменшення допустимих відхилень розмірів від номінальних при виготовленні деталей насоса. Але при цьому залишається вплив різного напрямку витіку в пазухах робочих коліс, розташованих по обидва боки від центральної втулки.

Для вирівнювання напрямку витіку, в конструкцію щілини, у якій відбувається дроселювання, додаються розвантажувальні отвори [7]. Завдяки вирівнюванню тисків у відвідних камерах, напрямок витіку в пазусі основного диска робочого колеса другої групи ступенів змінюється, і витік стає спрямованим від центру до периферії, як і в першій групі (рис. 4).

Підготовка та проведення чисельного дослідження.

Досліджуваний насос багатоступінчатий з опозитним розташуванням робочих коліс і має складну конфігурацію. Для чисельного дослідження було обрано оптимальну розрахункову схему, яка враховує всі необхідні початкові і граничні умови (рис. 2).

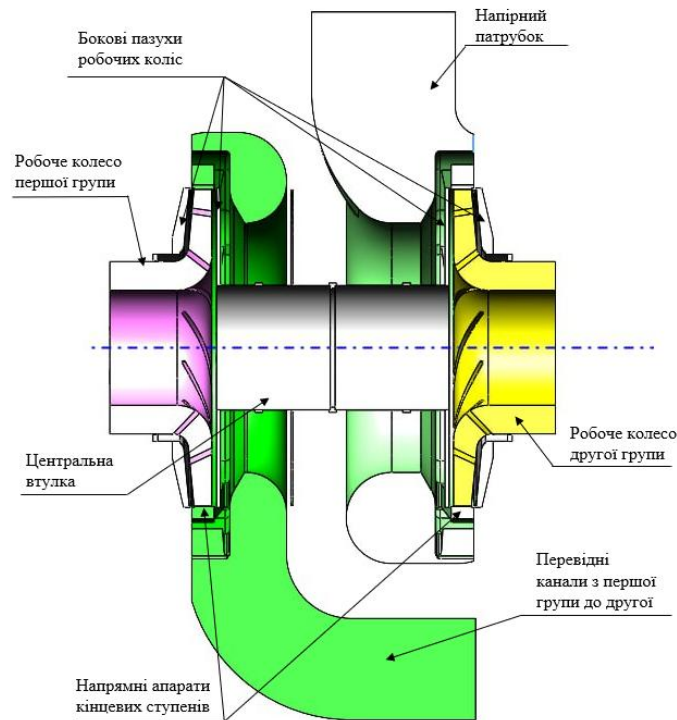


Рис. 2 – Тривимірний модель досліджуваної області

Розрахункова область складалась з наступних елементів (рис. 2):

- робочі колеса останніх ступенів обох груп включно з боковими пазухами і ущільненнями;
- відвід останнього ступеня першої групи, який складається з напрямного апарату, кільцевої камери та перевідних каналів;
- відвід останнього ступеня другої групи, який складається з напрямного апарату, кільцевої камери і напірного патрубка;
- центральна втулка та задні пазухи робочих коліс.

Чисельне дослідження проводилось шляхом вирішення задачі тривимірної течії в'язкої нестислої рідини в проточній частині насоса і в центральній втулці із використанням програмного продукту ANSYS CFX 19.1 [8]. Розрахункова модель наведена на рис. 3.

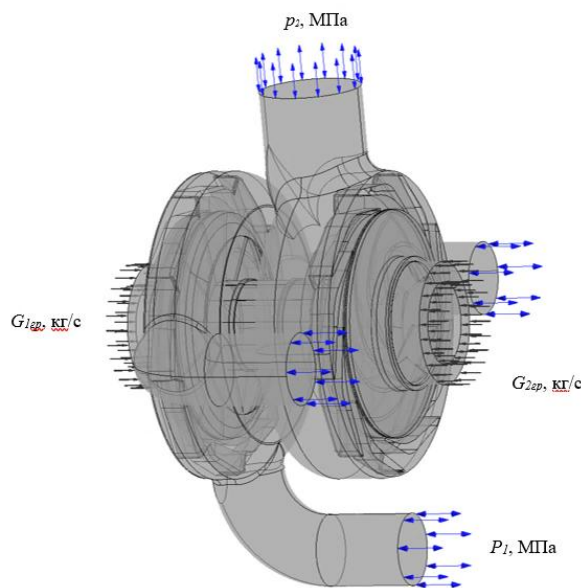


Рис. 3 – Розрахункова область

Для області робочих коліс, напрямних апаратів та відвідних камер будувалися неструктуровані тетраедрні сітки, для областей центральної втулки та пазух робочих коліс – гексаедрні блочно-структуровані сітки. Загальна кількість комірок розрахункової сітки становила приблизно 2,7 млн., загальна кількість вузлів – 0,7 млн.

Розрахунок виконувався в стаціонарній постановці. Моделювання течії виконувалося шляхом чисельного вирішення системи диференціальних рівнянь Рейнольдса та рівняння нерозривності. Моделювання турбулентності виконувалося за допомогою стандартної $k-\epsilon$ моделі турбулентності.

На вході в розрахункову область (вхід в робоче колесо першої групи ступенів) була задана масова витрата $G_{1гр}$. На виході з першої групи ступенів в перевідних каналах задавалась величина статичного тиску (p_1), яка визначалась наступним чином:

$$p_1 = p_{ex1} + \rho \cdot g \cdot (i_{1гр} - 1) \cdot H_{cm} \quad (1)$$

де: p_{ex1} – тиск на вході в насос, Па; $i_{1гр}$ – кількість ступенів в першій групі, шт; H_{cm} – напір одного ступеня, м.

На вході в другу групу ступенів задавалась величина масової витрати, яка дорівнює величині масової витрати на вході в розрахункову область $G_{1гр} = G_{2гр}$.

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot i_{гр} \cdot H_{cm} + \rho \cdot g \cdot (i_{2гр} - 1) \cdot H_{cm} \quad (2)$$

де: $i_{2гр}$ – кількість ступенів в другій групі, шт.

Розрахунки були проведені для трьох режимів роботи насоса. Вхідні параметри наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Вхідні параметри, які задавались при виконанні розрахунків

Подача (м ³ /год)	p_1 (бар)	p_2 (бар)	$G_{1гр} = G_{2гр}$ (кг/с)
315	10,49	19,87	87,238
157,5	12,21	23,37	43,619
94,5	12,52	24,02	26,171

В якості інтерфейсу при взаємодії статорних та роторних елементів використовувався тип «Frozen Rotor». Стінки приймалися шорсткими. Величина шорсткості відповідала реальним умовам при виготовленні насоса.

Аналіз результатів дослідження. В результаті виконаних розрахунків були отримані поля розподілення швидкостей та тисків в пазухах робочих коліс та в щілині центральної втулки.

Для визначення інтегральних величин параметрів та отримання розподілу тиску в пазухах в Пост-Процесорі були створені контрольні перерізи та елементарні поверхні (рис. 4).

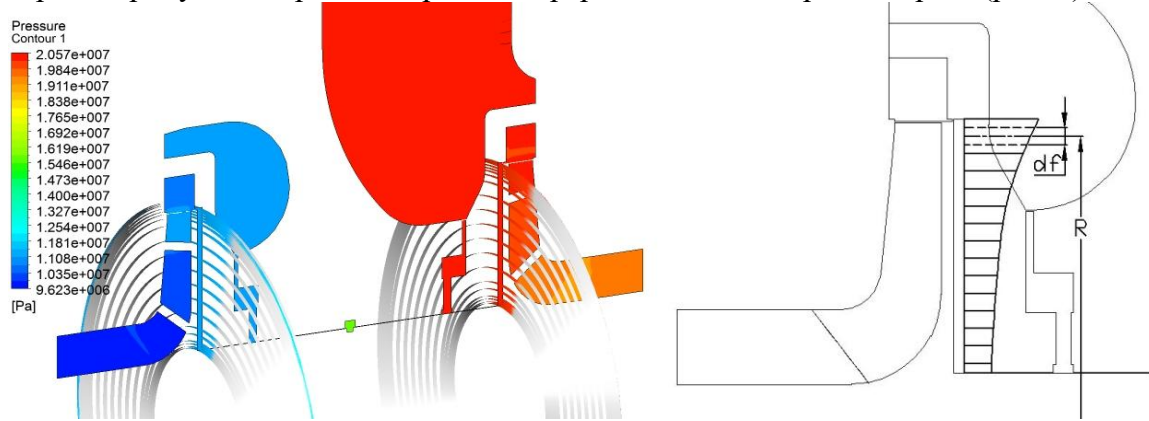


Рис. 4 – Контрольні перерізи і умовна схема розподілення циліндричних поверхонь в пазахі

Для побудови епюр розподілу тисків у пазах, рідкотільна область пазухи з ущільненням була умовно поділена на циліндричні поверхні з радіусами, які знаходяться приблизно на однаковій відстані один від одного. На цих поверхнях було визначено (отримано) величини тисків. Для визначення осьової сили виконувалося інтегрування тиску на елементарну площу поверхні диску (df).

На рис. 5 наведені епюри розподілу тисків у пазах з боку основних дисків робочих коліс першої та другої групи ступенів для варіанта втулки з розвантажувальними отворами. Абсолютні величини тисків відповідають дійсному розподілу тисків у п'ятнадцятиступінчастому насосі. Слід зазначити, що їх розподіл є більш менш рівномірним, і мало залежить від режиму роботи насоса.

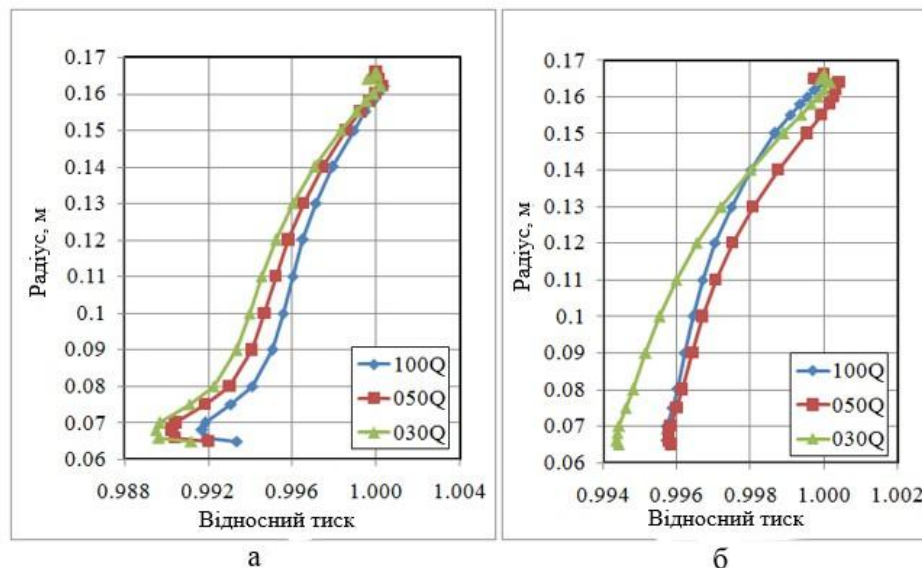


Рис.5 – Епюри розподілу тисків в пазах для першої (а) та другої (б) групи ступенів для варіанта центральної втулки з розвантажувальними отворами (в даному випадку відносний тиск це локальний тиск на локальному радіусі віднесений до статичного тиску за робочим колесом)

Для варіанта стандартної втулки (без отворів) розподіл тиску в пазухах категорично відрізняється (рис. 6). Падіння тиску відрізняється у першій та другій групі ступенів. На вході в щілину із пазухи робочого колеса першої групи виникає значний пік падіння тиску, а потім його плавне зростання до периферії. У другій групі ступенів спостерігається незначна зміна тиску від центра до периферії. Загалом можна сказати, що ми маємо неоднаковий розподіл тисків у пазусі першої та другої групи ступенів.

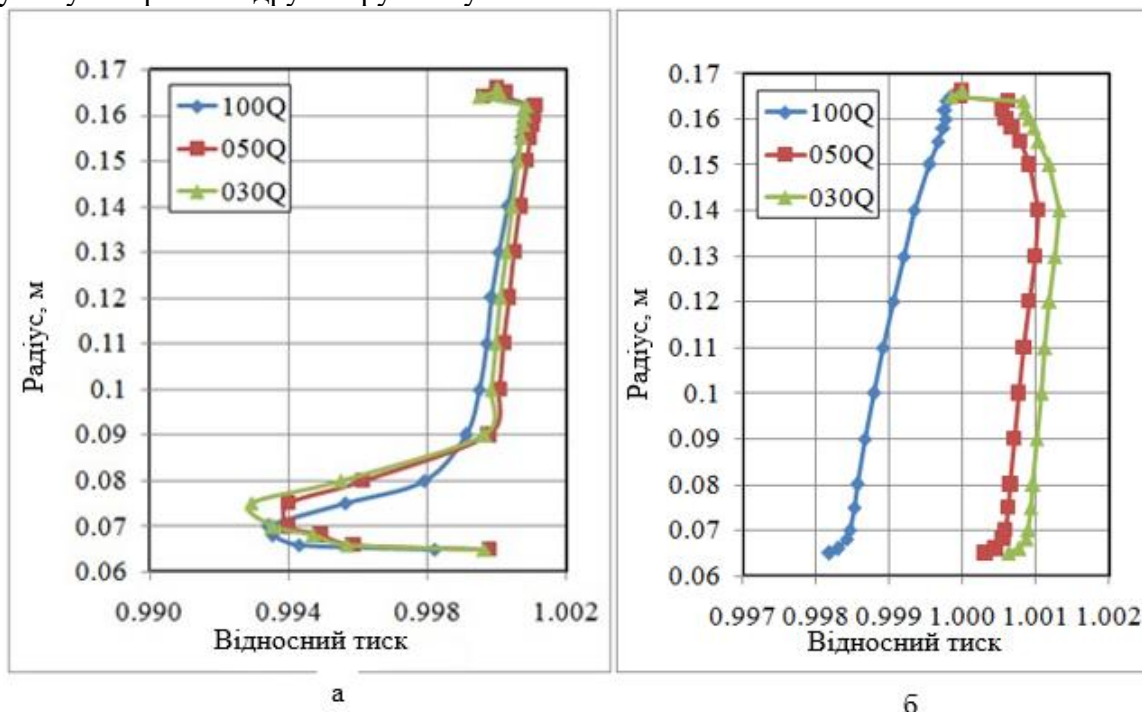


Рис. 6 – Епюри розподілу тисків в пазухах для першої (а) та другої (б) групи ступенів для варіанта центральної втулки без розвантажувальних отворів.

На рис. 7 і 8 представлені лінії течії в пазухах робочих коліс та щілині центральної втулки. Видно, що у випадку центральної втулки з розвантажувальними отворами виток у пазухах робочих коліс першої та другої групи спрямований від центру до периферії. У щілині центральної втулки напрямок витоку розділяється.

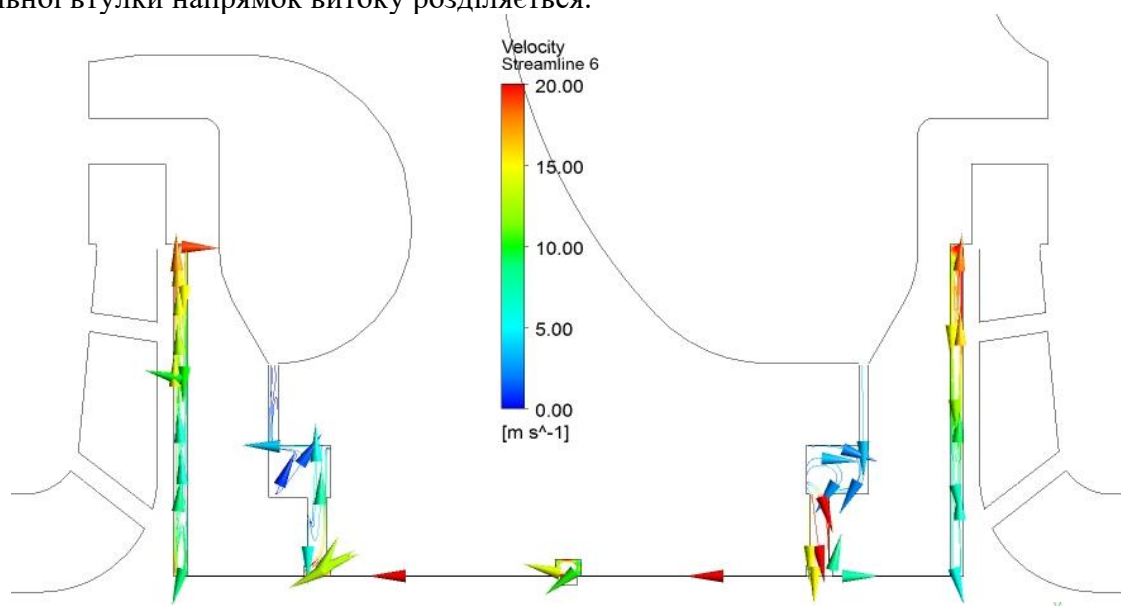


Рис. 7 – Ізолінії течії для варіанта втулки з розвантажувальними отворами

Для втулки без розвантажувальних отворів виток у пазусі робочого колеса першої групи спрямований від центру до периферії, а виток у пазусі робочого колеса другої групи спрямований від периферії до втулки. В самій щілині течія спрямована строго від робочого колеса другої групи до робочого колеса першої групи. Таким чином, підтверджується, що наявність розвантажувальних отворів дозволяє отримати однаковий напрямок течії в пазах робочих коліс обох груп ступенів.

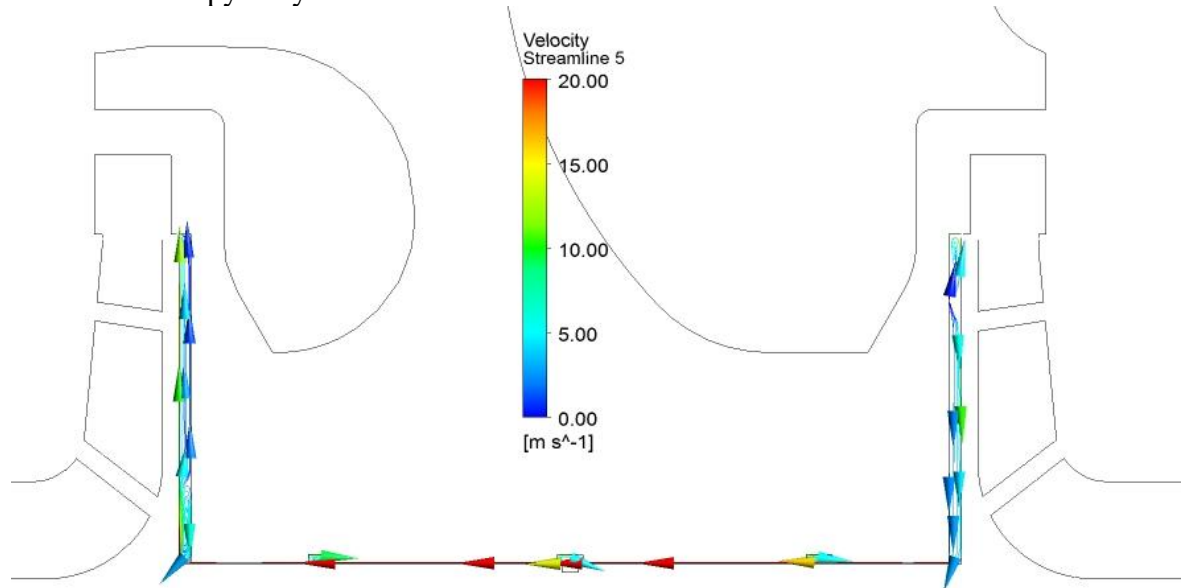


Рис. 8 – Ізолінії течії для варіанта стандартної втулки без розвантажувальних отворів

Висновки.

В результаті проведеного дослідження можна зробити наступні висновки:

- У насосах типу BB4, BB5 відповідно до стандарту API 610 [9] спостерігається значний вплив умов течії рідини в пазах робочого колеса (величини зазорів, напрямку витоків) на величину осьового зусилля, що призводить до виникнення невірноваженого осьового зусилля.
- Проведені дослідження різних конструкторських рішень центральної розвантажувальної втулки вказують на більш рівномірний розподіл тиску в пазах за наявності розвантажувальних отворів у дроселюючій втулці через вирівнювання напрямку витоків в пазах опозитно розташованих робочих коліс.

Список літератури:

1. Zilling H: Untersuchung des Axialschubes und der Strömungsvorgänge im Radseitenraumen einer einstufigen Radialpumpe. Strömungsmech Strömungsmasch 15, 1973.
2. J.F.Gulich. Centrifugal Pumps / J.F.Gulich. - Fourth edition. - Springer Nature Switzerland AG, 2020 – 1264 p.
3. Jian Dong et al 2022 J. Phys.: Conf. Ser. 2217 012046.
4. Mohammadreza DaqiqShirazi, Rouhollah Torabi, Alireza Riasi, Ahmad Nourbakhsh / Impeller Gap Width Effect on losses in a Water Pump; Numerical Study / Mohammadreza DaqiqShirazi. - The 23rd Annual International Conference on Mechanical Engineering-ISME2015. - 12-14 May, 2015, Mech. Eng. Dept., Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran.
5. Zhang, Z., Chen, H., Ma, Z., He, J., Liu, H., and Liu, C. (March 18, 2019). "Research on Improving the Dynamic Performance of Centrifugal Pumps With Twisted Gap Drainage Blades." ASME. J. Fluids Eng. September 2019; 141(9): 091101. <https://doi.org/10.1115/1.4042885>
6. J.F.Gulich. Centrifugal Pumps / J.F.Gulich. - Fourth edition. - Springer Nature Switzerland AG, 2020 – 1264 p.
7. Патент на корисну модель № 135738.
8. ANSYS CFX v19.1, license agreement 1066541.
9. ANSI/API Standard 610 2010 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. Eleventh Ed. p 218 (American Petroleum Institute, Washington DC).

References (transliterated):

1. Zilling H: Untersuchung des Axialschubes und der Strömungsvorgänge im Radseitenraumen einer einstufigen Radialpumpe. Strömungsmech Strömungsmasch 15, 1973.
2. J.F.Gulich. Centrifugal Pumps / J.F.Gulich. - Fourth edition. - Springer Nature Switzerland AG, 2020 – 1264 p.
3. Jian Dong et al 2022 J. Phys.: Conf. Ser. 2217 012046.
4. Mohammadreza DaqiqShirazi, Rouhollah Torabi, Alireza Riasi, Ahmad Nourbakhsh / Impeller Gap Width Effect on losses in a Water Pump; Numerical Study / Mohammadreza DaqiqShirazi. - The 23rd Annual International Conference on Mechanical Engineering-ISME2015. - 12-14 May, 2015, Mech. Eng. Dept., Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran.
5. Zhang, Z., Chen, H., Ma, Z., He, J., Liu, H., and Liu, C. (March 18, 2019). "Research on Improving the Dynamic Performance of Centrifugal Pumps With Twisted Gap Drainage Blades." ASME. J. Fluids Eng. September 2019; 141(9): 091101. <https://doi.org/10.1115/1.4042885>
6. J.F.Gulich. Centrifugal Pumps / J.F.Gulich. - Fourth edition. - Springer Nature Switzerland AG, 2020 – 1264 p.
7. Utility module patent No. 135738.
8. ANSYS CFX v19.1, license agreement 1066541.
9. ANSI/API Standard 610 2010 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. Eleventh Ed. p 218 (American Petroleum Institute, Washington DC).

Надійшла (received): 24.04.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Маківський Олексій Сергійович (Oleksii Makivskiy) – Сумський державний університет, аспірант кафедри прикладної гідроаеромеханіки, м. Суми, Україна; e-mail: o.makivskyj@pgm.sumdu.edu.ua.

Лугова Світлана Олегівна (Svitlana Lugova) – кандидат технічних наук, Сумський державний університет, асистент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, м. Суми, Україна; e-mail: svitlan.lugova@gmail.com.