

Вплив геометричних розмірів підвідного пристрою на робочий процес насоса

Influence of geometric dimensions of inlet device on the operating process of the pump

*М. І. Сотник, д-р техн. наук, О. М. Молошній
Сумський державний університет*

Мета. Визначення впливу діаметра прохідного каналу в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками на характеристики насоса, структуру течії в осьовому підвідному пристрої та розподіл швидкостей на вході в робоче колесо.

Методи дослідження. Дослідження проведено шляхом фізичного експерименту та числового моделювання робочого процесу відцентрового насоса в програмному середовищі ANSYS CFX. Об'єктами дослідження є базовий осьовий підвідний пристрій циліндричної форми та три запропоновані моделі, що сформовані конусом на вході, циліндричною ділянкою та дифузором перед входом в робоче колесо. Запропоновані моделі мають стінки, що обертаються з частотою обертання вала насоса.

Результати дослідження. Аналіз свідчить, що напірні характеристики насоса в робочому діапазоні при застосуванні запропонованих осьових підвідних пристроїв змінилися у межах 5% для числового експерименту. Експериментальні криві напору мають подібну форму, але їх величини децю нижче. Споживана потужність для різних моделей є однаковою. Запропонованим конструкціям притаманне нерівномірне розподілення тиску та швидкості потоку в поздовжньому перерізі, але вісесиметричне в поперечному перерізі. Дифузор спричинив нерівномірність розподілення осьової складової швидкості в поперечному перерізі на вході до робочого колеса та зростання колової складової поблизу стінок. Коефіцієнт закрутки потоку в запропонованих конструкціях в порівнянні з базовою зростає від 1,5 до 2 разів. Коефіцієнт опору зростає зі зменшенням діаметру, що спричинено більшими гідравлічними втратами в конфузори, прямолинійній ділянці та дифузори.

Висновки. Запропонована форма осьового підвідного пристрою значно впливає на його гідравлічні характеристики, проте мало змінює напірні та енергетичні характеристики насоса.

Ключові слова: підвід, конфузори, дифузори, вхідний патрубков, робоче колесо, CFD, числова симуляція, коефіцієнт закрутки.

Постановка проблеми

Одним з основних елементів проточної частини насоса, що суттєво впливає на енергоефективність його робочого процесу, є підвідний пристрій. Основними вимогами до підвідного пристрою є: рівномірне розподілення поля швидкостей в його поперечному перерізі у широкому діапазоні подач насоса, мінімальні гідравлічні втрати в потоці, що проходить через підвідний пристрій, забезпечення необхідних антикавітаційних властивостей, задана величина закручування потоку та мінімізація інтенсивності зворотної течії на вході в робоче колесо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Проведено низку досліджень, результати яких опубліковано у періодичних виданнях. У роботі [1] виявили нерівномірність розподілу осьової складової абсолютної швидкості на вході до робочого колеса насоса типу Д з боковим підвідним пристроєм. Визначається найкращим варіантом підвідного пристрою осьовий підвід з конфузornoю ділянкою перед входом до робочого колеса [2]. Він забезпечує підвід рідини з рівномірним розподілом осьової складової абсолютної швидкості. У роботі [3] виявлено незначну нерівномірність розподілення складових абсолютної швидкості у прямому підводі консольного насоса.

Позитивне закручування рідини зменшує зону зворотного потоку та нерівномірність розподілення поля абсолютної швидкості, а негативне — навпаки [4]. Також спостерігається підвищення енергоефективності робочого процесу та зниження напору при позитивному закручуванні потоку рідини перед робочим колесом [5].

Досліджено використання подвійного вхідного підвідного пристрою для осьового насоса, який забезпечує зменшення закручування потоку та стабілізацію напірної характеристики насоса [6]. В роботі [7] показано, якщо

подовжити підвідний корпус вертикального насоса в осьовому напрямку можна досягти рівномірнішого розподілу потоку на вході до шнеку насоса. Виявлено покращення кавітаційних характеристик відцентрового насоса при введенні у підвідний пристрій кільця, що звужує його площу поперечного перерізу [8]. А в осьовому насосі зменшення діаметру прохідного перерізу за допомогою діафрагми на 25% призвело до незначного підвищення енергоефективності, проте інші параметри залишилися без змін. Подальше зменшення діаметру призвело до зниження основних характеристик.

Дослідження [9] свідчать, що структура течії в дифузорі характеризується вихровими зонами та зворотними потоками поблизу стінок на виході з дифузора, що зменшують прохідний переріз. Також дифузор зменшує довжину зони рециркуляції перед входом в робоче колесо [10]. В [11] виявили нерівномірність розподілу поля абсолютної швидкості на вході у робоче колесо та більший вплив обертання стінок осьового підвідного пристрою на розподіл осьової складової абсолютної швидкості, ніж на колову.

Огляд літературних джерел свідчить, що недостатньо описано вплив площі поперечного перерізу підвідного пристрою та обертання його стінок на характеристики насоса. Врахування впливу цих факторів на робочий процес насоса дозволить підвищити його енергоефективність.

Мета роботи — виявити вплив розміру (діаметра) прохідного каналу в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками на характеристики насоса, структуру течії в осьовому підвідному пристрої та розподіл швидкостей на вході до робочого колеса.

Матеріали та методи

Об'єктом дослідження є відцентровий консольний моноблочний насосний агрегат. З номінальною подачею $Q_{ном} = 16 \text{ м}^3/\text{год}$, з розрахунковим номінальним напором $H = 10 \text{ м}$, швидкістю обертання ротору $n = 1450 \text{ об/хв}$, коефіцієнтом швидкохідності $n = 63$. Діаметр вхідної воронки робочого колеса насоса $D_0 = 63 \text{ мм}$, зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 192 \text{ мм}$, кількість лопатей робочого колеса — 7.

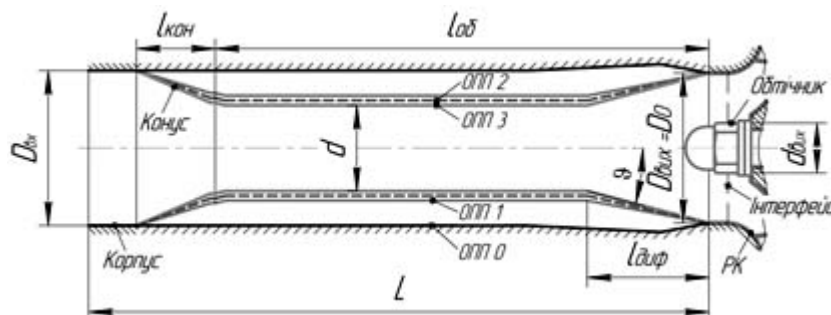


Рисунок 1 — Схема моделей осьового підвідного пристрою

Для дослідження прийнято чотири конструкції осьового підвідного пристрою. Конструкція ОПП 0 має циліндричну форму з невеликим дифузором та конусом перед робочим колесом (рисунок 1). Моделі ОПП 1, 2, 3 розроблено як підвідні пристрої насоса двостороннього входу. Кожна з них містить порожнистий вал насосного агрегата, який додатково виконує функцію підводу. ОПП 1, 2, 3 мають нерухомий конус, який є частиною корпусу, прямолінійну та дифузорну ділянки, що обертаються з частотою обертання вала насоса, також обтічник сферичної форми. Діаметр циліндричної ділянки (d) для ОПП 1, 2, 3 дорівнюють відповідно 44 мм, 40 мм та 36 мм. Діаметр вхідного патрубка ($D_{вх}$) становить 65 мм. Довжина корпусу ОПП 0 дорівнює 260 мм, ділянки осьових підвідних пристроїв, що обертається, $l_{об} = 207 \text{ мм}$. Довжина конуса ($l_{кон}$) та дифузорної ділянки підводу ($l_{диф}$) відповідно 33 мм та 51 мм. Внутрішній діаметр виходу ($d_{вих}$) з підвідного пристрою 20 мм. Габаритні розміри осьового підвідного пристрою обмежені габаритами корпусу насоса. Максимальний кут розкриття дифузора (ϑ) для організації рівномірного виходу потоку з дифузора розраховується за формулою [12]

$$\vartheta = 16,5 (d/2l_{диф})^{0,5} = 16,5 (44/2 \cdot 51)^{0,5} = 10,8^\circ$$

Для ОПП 1 кут розкриття дифузора становить $10,5^\circ$, що є допустимим. Але для інших досліджених конструкцій осьових підвідних пристроїв він перевищує цю величину.

Фізичний експеримент

Для забезпечення адекватності числового моделювання було проведено випробування на спеціальному експериментальному стенді, що відтворює половину проточної частини насоса двостороннього входу (рисунок 2).

Осьовий підвідний пристрій, робоче колесо та направляючий апарат насоса, що випробовувався, було виготовлено методом друку з пластику (рисунок 3). Матеріал, що застосовувався для друку, — PETG (поліетилентерефталат-гліколь). Випробування проведено згідно ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [13]. Клас точності електричного дифманометра та мановакуумметра 0,5, ватметра 0,5 та електромагнітного витратоміра 0,5. Робочою рідиною при випробуванні була чиста вода при температурі 25 °С. Фізичний експеримент проведено для трьох моделей осьового підвідного пристрою. За результатами випробувань було побудовано напірну та енергетичну характеристики.

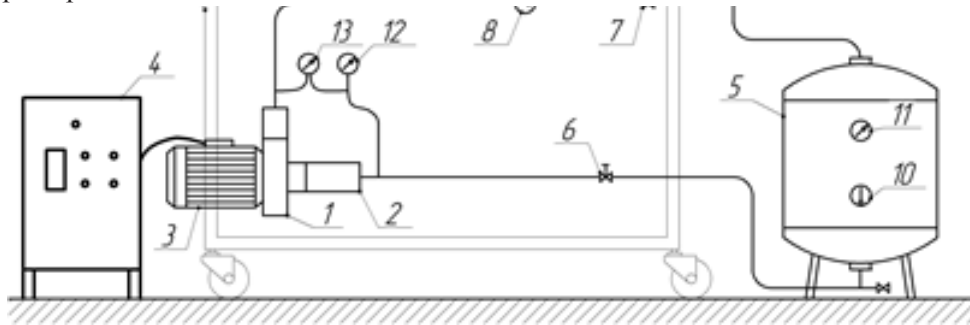


Рисунок 2 — Схема експериментального стенда

1 — насос, 2 корпус осьового підвідного пристрою, 3 — електричний двигун, 4 — перетворювач частоти з вбудованим ватметром, 5 — бак, 6, 7 — вентилі, 8 — електромагнітний витратомір, 9 — автоматичний повітряний клапан, 10 — термометр, 11 — манометр, 12 — електричний мановакуумметр, 13 — електричний дифманометр, 14 — монтажна рама стенда

Числовий експеримент

Для проведення числового експерименту було побудовано твердотільну модель розрахункової області рідини насоса, яка містить підвідну та відвідну труби, осьовий підвідний пристрій, робоче колесо та спіраль з направляючим апаратом (рисунок 3, а). При їх створенні було спрощено геометрії проточної частини шляхом припущення щодо відсутності пазух у насосі для зменшення складності сітки та підвищення швидкості розрахунку. Такі припущення вплинули на результати кінцевого розрахунку в межах 1%. Числове моделювання течії рідини проведено для чотирьох моделей осьових підвідних пристроїв.

Дослідження проведено з використанням числового моделювання робочого процесу відцентрового насоса у програмному середовищі ANSYS CFX за стандартною $k-\epsilon$ моделлю турбулентності. Задані граничні умови: масова витрата на вході і тиск на виході з розрахункової моделі. Розрахункова робоча рідина — вода з температурою 25 °С. Шорсткість поверхонь осьового підвідного пристрою прийнято 25 мкм.

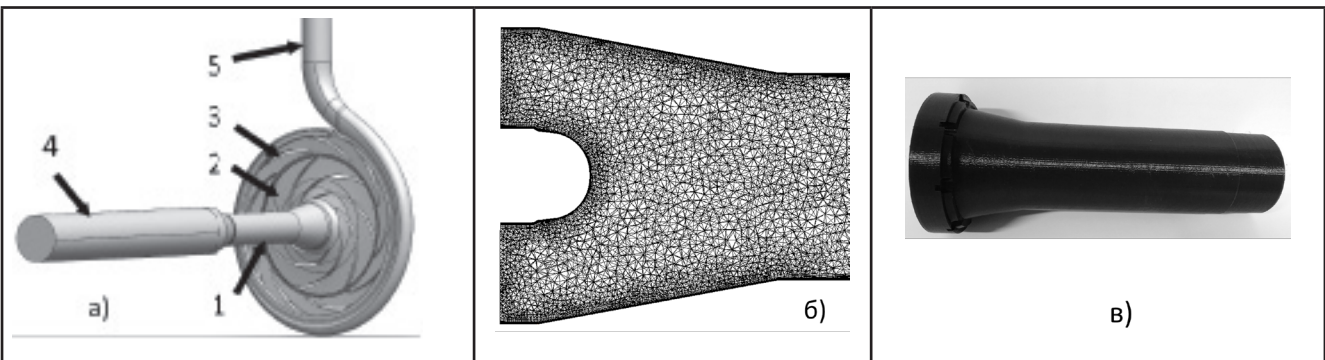


Рисунок 3 — Елементи твердотільної моделі насоса: а) твердотільна модель проточної частини насоса: 1 — осьовий підвідний пристрій, 2 — робоче колесо, 3 — спіраль з направляючим апаратом, 4 — підвідна труба, 5 — відвідна труба, б) сітка дифузійної ділянки розрахункової області осьового підвідного пристрою, в) пластикова модель ОПП І

Неструктуровану розрахункову сітку створено за допомогою програмного продукту ICEM-CFD (рисунок 3, б). Розмір комірок вибраний шляхом проведення дослідження на сіткову незалежність. Поблизу твердих стінок у пограничному шарі було створено шари призматичних комірок. Загальна кількість комірок розрахункової області рідини насоса становить близько 5,3 млн. Моделі осьового підвідного пристрою, робочого колеса та відвідного апарата містять відповідно 1,15 млн, 2,4 млн та 1,65 млн елементів.

Аналіз результатів

Графіки характеристик, отримані в результаті числового та фізичного експериментів, показано на рисунку 4. Напірні криві, отримані числовим методом, є ідентичні в діапазоні подач від 0 до $0,8 Q_{ном}$. При вищих подачах спостерігається незначні відхилення. При цьому, за $Q_{ном}$ найвищий напір має ОПП 1, а при збільшенні — подачі до $1,5 Q_{ном}$ ОПП 0. Експериментальні криві мають подібну форму, але їх величини за напором дещо нижче. Насос з ОПП 1 має на 11 % вищий напір ніж з ОПП 0. Різницю між величинами, отриманими за результатами числового та експериментального дослідження, можна пояснити невідповідністю шорсткості в числовому експерименті реальним величинам, що спричинено особливостями технології друку. Зазвичай поверхня має мікроканавки у певному напрямку, що важко врахувати у числовій моделі. Також внутрішні поверхні важко піддаються механічній обробці, особливо у робочому колесі. Крім того, додаткові втрати напору можливі через системну похибку при складанні насоса. А саме, несиметричного розташування каналів робочого колеса та направляючого апарата відносно загальної осі.

Графіки механічної потужності для числового (CFD) та фізичного експериментів (екс) мають подібні форми. Проте отримані як наслідок фізичного експерименту мають вищі значення. За $Q_{ном}$ вона становить $0,7 \text{ кВт}$ фізичного експерименту та $0,6 \text{ кВт}$ для числового експерименту. Це спричинено через неврахування втрат на тертя рідини на покривних дисках робочого колеса, його ущільненнях та вала електричного двигуна.

За результатами числового моделювання максимальний коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса сягає 70%, а за результатами експерименту 50%, а ОПП 2 — 55%. Криві ККД за результатами експерименту мають найвищі значення при подачі $14\text{—}16 \text{ м}^3/\text{год}$. Різницю показників спричинено неврахуванням втрат енергії та вдвічі більшою номінальною потужністю електричного двигуна на експериментальному стенді.

Найкращі показники напірної та енергетичної характеристики із запропонованих варіантів конструкції осьового підвідного пристрою у порівнянні з ОПП 0 демонструє ОПП 1. Тому дана конструкція є найбільш привабливою до використання у насосі.

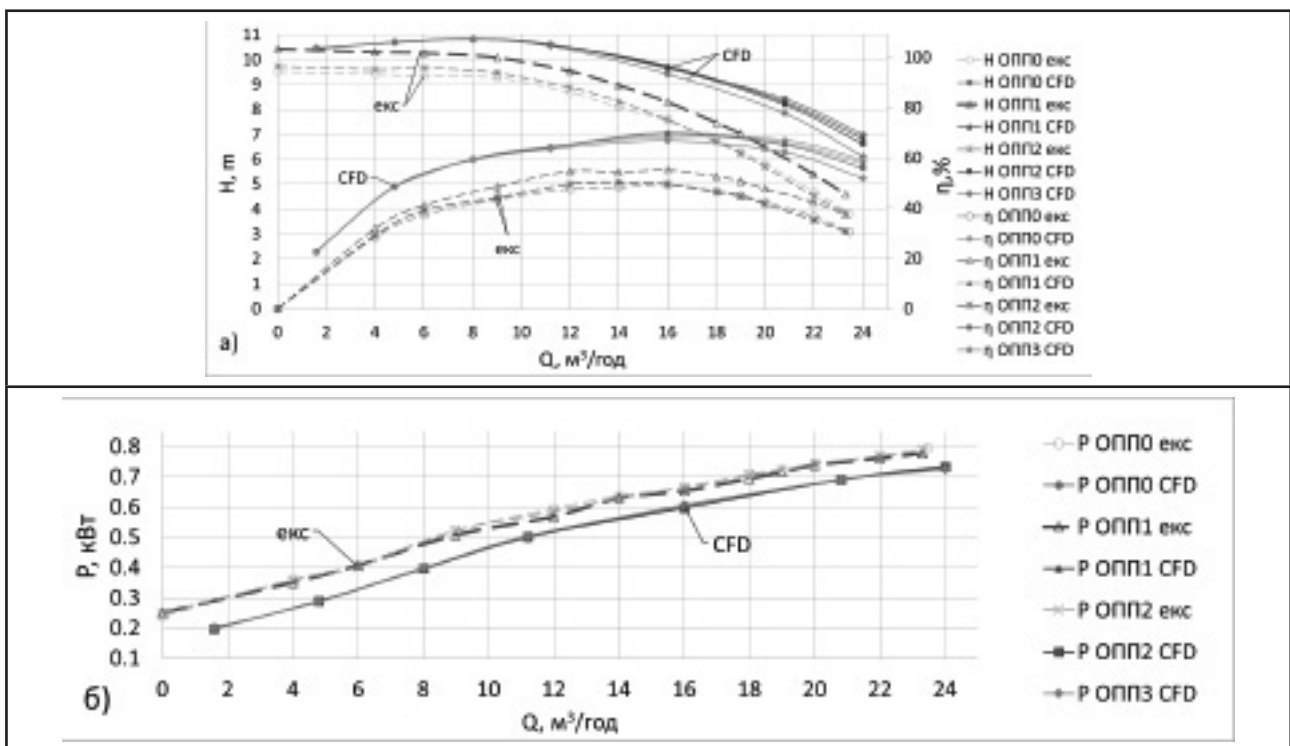


Рисунок 4 — Напірні та енергетичні характеристики насоса: а) Напір (H) та ККД (η), б) механічна потужність (P)

За результатами числового моделювання визначено структуру течії рідини в підвідному пристрої насоса. Для усіх осьових підвідних пристроїв притаманна зона підвищеного тиску перед обтічником (рисунк 5). Розподіл тиску в ОПП 0 є рівномірним, крім зони перед входом в робоче колесо. Найнижчий тиск на периферії біля входу в робоче колесо. В ОПП 1, 2, 3 найнижчий тиск на периферії на початку та в кінці прямолінійної ділянки. Це спричинено місцевим підвищенням швидкості та вихороутвореннями (рисунк 6). ОПП 1, 2, 3 мають нерівномірне розподілення швидкості по всьому поздовжньому перерізу через зміну площі поперечного перерізу.

Для усіх осьових підвідних пристроїв притаманне вісесиметричне розподілення поля швидкостей. Тому аналіз залежності зміни величини складових абсолютної швидкості від діаметра осьового підвідного пристрою (рисунок 7) проводиться вздовж одного вибраного положення радіуса у поперечному перерізі. Для зручності порівняння величини складових швидкостей та радіусів представлені у відносних величинах відповідно до середніх складових абсолютної швидкості ($V_{i(сep)}$) для ОПП 0 та до максимального радіуса (R_{max}) у поперечному перерізі.

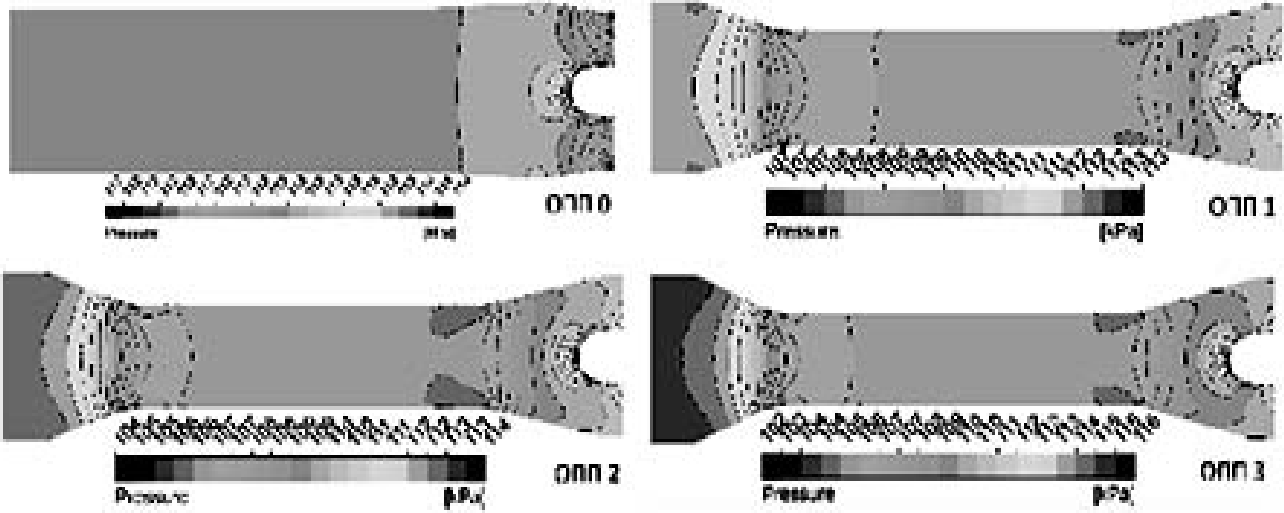


Рисунок 5 — Розподіл тиску в осьовому підвідному пристрої при Q_{nom}

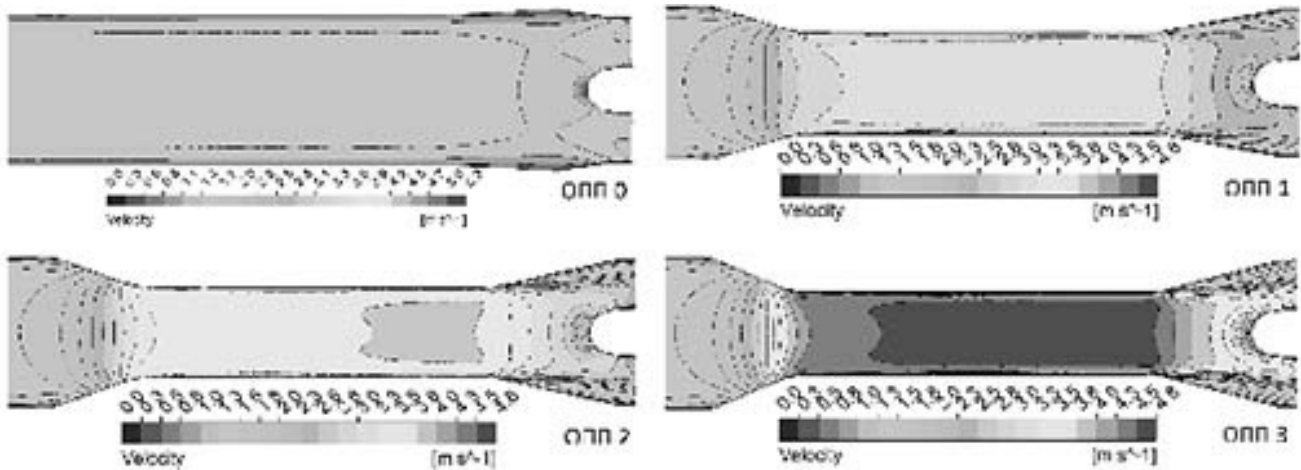


Рисунок 6 — Розподіл швидкості в осьовому підвідному пристрої при Q_{nom}

Загальна картина розподілу колової складової (V_{θ}) швидкості є подібною для ОПП 1,2,3. В діапазоні $(0,3—0,55) R_{max}$ вона відсутня, а потім плавно зростає. При цьому, при меншому діаметрі осьового підвідного пристрою її величина є вищою. В діапазоні $(0,9—1,0) R_{max}$ для ОПП 1, 2, 3 вона є однаковою. ОПП 0 притаманне стрімке зростання колової складової швидкості у діапазоні $(0,9—1,0) R_{max}$.

Конструкція ОПП 0 позитивно вплинула на розподіл осьової (V_a) складової абсолютної швидкості. На виході з нього спостерігається рівномірний розподіл швидкості, крім діапазону $(0,9—1,0) R_{max}$. Незначне її зростання в діапазоні $(0,6—0,9) R_{max}$ спричинене конфузоровим перед входом в робоче колесо. Конструкції ОПП 1, 2, 3 суттєво змінили структуру потоку. В діапазоні $(0,3—0,7) R_{max}$ переважає швидкість вище середньої, а в $(0,7—1,0) R_{max}$ — нижче середньої. Розподіл, спричинений зниженням осьової складової абсолютної швидкості по всій довжині дифузорової ділянки у пристінковій зоні.

Конструкція ОПП 0 позитивно вплинула на розподіл осьової (V_a) складової абсолютної швидкості. На виході з нього спостерігається рівномірний розподіл швидкості, крім діапазону $(0,9—1,0) R_{max}$. Незначне її зростання в діапазоні $(0,6—0,9) R_{max}$ спричинене конфузоровим перед входом в робоче колесо. Конструкції ОПП 1,2,3 суттєво змінили структуру потоку. У діапазоні $(0,3—0,7) R_{max}$ переважає швидкість вище середньої, а у діапазоні $(0,7—1,0) R_{max}$ — нижче середньої. Такий розподіл, спричинений зниженням осьової складової абсолютної швидкості по всій довжині дифузорової ділянки у пристінковій зоні.

В діапазоні $(0,25—0,35) R_{max}$ для обох складових швидкості спостерігається значна їх зміна, яка спричинена впливом форми обтічника на пристінковий потік рідини.

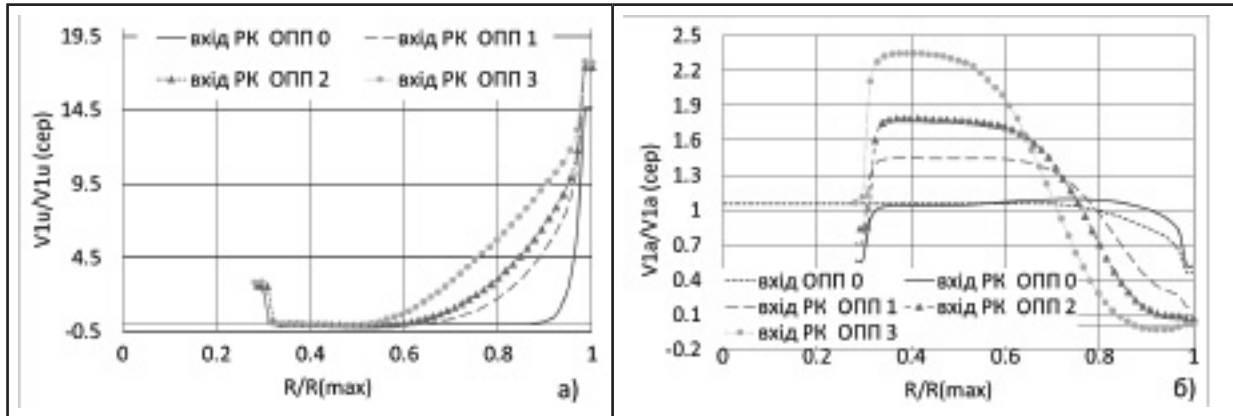


Рисунок 7 — Порівняння відносних величин складових абсолютної швидкості в поперечному перерізі на вході в робоче колесо: (а) Колова складова (V_u), (б) Осьова складова (V_a)

Для оцінки гідравлічних якостей підвідного пристрою використовують коефіцієнт закрутки потоку та коефіцієнт його опору. Коефіцієнт закрутки потоку [14],

$$\mu_\tau = \frac{\bar{V}_{1u} \bar{r}}{Q} \cdot D_q,$$

де, $\bar{V}_{1u} \bar{r}$ — осереднений момент швидкості в поперечному перерізі, m^2/c , D_q — еквівалентний діаметр, m ,

$$D_q = \sqrt{D_i^2 - d_i^2}.$$

Коефіцієнт опору підвідного пристрою [14],

$$\xi_0 = \frac{2\bar{h}}{\rho \cdot \bar{V}_0}$$

де, \bar{h} — середня величина втрат тиску в підвідному пристрої, m , \bar{V}_0 — середня величина швидкості на вході до робочого колеса, m/c .

Таблиця 1 — Порівняння характеристик осьових підвідних пристроїв

Характеристика	ОПП 0		ОПП 1		ОПП 2		ОПП 3	
	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід	вхід	вихід
Колова складова абсолютної швидкості (V_u), м/с	0	0,112	0	0,426	0	0,582	0	0,847
Осьова складова абсолютної швидкості (V_a), м/с	1,34	1,568	1,34	1,57	1,34	1,571	1,34	1,586
Радіальна складова абсолютної швидкості (V_r), м/с	0	0,105	-0,013	0,286	-0,017	0,291	-0,020	0,281

Порівняння характеристик осьових підвідних пристроїв здійснено за допомогою таблиці 1. Конструкція ОПП 0 характеризується рівномірним розподілом за напрямком та абсолютною величиною швидкостей на вході та виході, чому відповідає низький коефіцієнт закрутки та опору (таблиця 1).

Колова складова абсолютної швидкості зростає зі зменшенням діаметра, що пояснюється розширенням відривних зон дифузора. Для усіх осьових підвідних пристроїв зростання осьової складової абсолютної швидкості є однакове і спричинене зменшенням площі поперечного перерізу через наявність обтічника.

Для ОПП 0 відсутня радіальна складова абсолютної швидкості, а в ОПП 1, 2, 3 — через наявність конфузора далі по течії. Абсолютна швидкість збільшується через зростання її колової складової. Коефіцієнт закрутки найвищий в ОПП 1, тому що йому притаманне закручування саме тієї частини потоку, що має вищу осьову складову абсолютної швидкості (рисунок 6). Коефіцієнт опору зростає зі зменшенням діаметра, що спричинено більшими гідравлічними втратами в конфузори, прямолінійній ділянці та дифузори. З трьох запропонованих осьових підвідних пристроїв найкращі гідравлічні характеристики має ОПП 1.

Висновки

Представлено результати фізичного та числового експерименту з метою визначення впливу діаметру прохідного каналу в осьовому підвідному пристрої з обертовими стінками на характеристики насоса двостороннього входу, структуру течії в осьовому підвідному пристрої та розподіл швидкостей на вході в робоче колесо. Особливістю запропонованих конструкцій ОПП 1, 2, 3 є обертові стінки та комбінація конфузора, прямолінійної ділянки та дифузора.

Криві характеристик насоса мають подібну форму, але розраховані за результатами фізичного експерименту зміщені в зону менших подач. У діапазоні подач $0-0,8 Q_{nom}$ зміна діаметру не впливає на величину напору, а при подачах вище $0,8 Q_{nom}$ спостерігається зниження напору при зменшенні діаметра осьового підвідного пристрою. ОПП 1, 2, 3 притаманне нерівномірний розподіл тиску та швидкості потоку в поздовжньому перерізі, але осесиметричне у поперечному перерізі. Конфузор, звужена прямолінійна ділянка та дифузор значно впливають на гідравлічні характеристики підвідного пристрою, проте мало змінюють характеристики насоса. Запропоновані форми ОПП 1, 2, 3 найбільше впливають на середню величину колової складової абсолютної швидкості. Вона збільшується від 4 до 8 разів відносно ОПП 0. Радіальна у три рази відносно ОПП 0, а осьова залишається незмінною.

Закрутка потоку на вході до робочого колеса також присутня в ОПП 0, який не має обертових елементів та дифузора. Коефіцієнт закрутки потоку в ОПП 1, 2, 3 зростає лише від 1,5 до 2 разів у порівнянні з ОПП 0.

Для більш детального вивчення робочого процесу представлених конструкцій осьового підвідного пристрою насосного агрегата двостороннього входу доцільно провести додаткові дослідження, що будуть спрямовані на виявлення шляхів зменшення опору підвідного пристрою та закрутки, а також вивчення впливу розглянутої конструкції на кавітаційні характеристики насоса.

Література

1. Lipej, A. Numerical Prediction of Inlet Recirculation in Pumps / A. Lipej, D. Mitruševski // International Journal of Fluid Machinery and Systems. — 2016. — Vol. 9(3).
2. Stepanoff, A. Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application. 2nd ed. — New York: Wiley. 1957. — 462 p.
3. Cheah, K. W. Numerical Study of Inlet and Impeller Flow Structures in Centrifugal Pump at Design and Off-design Points / K. W. Cheah, T. S. Lee, S.H. Winoto // International Journal of Fluid Machinery and Systems. — 2011. — Vol. 4(1). — P. 25—32.
4. Tan, L. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump / L. Tan, S. Cao, S. Gui // Science china Technological Sciences. — 2010. — Vol. 53(8). — P. 2142—2151.
5. Tan, L. Influence of Prewhirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump / L. Tan, B. Zhu, S. Cao, Z. Wang and B. Wang // Energies. — 2014. — Vol. 7. — P. 1050—1065.
6. Perez Flores, P. Suppression of Performance Curve Instability of an Axial-Flow Pump by Using a Double-Inlet-Nozzle / P. Perez Flores, G. Kosyna, and D. Wulff // Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery. — 2008. — Vol. 2008.
7. Lugova, S. O. Effect of hydraulic parts construction arrangement on the overall performance of API 610 VS6 type pumps / S. O. Lugova, I. B. Tverdokhleba, A. S. Nadtochiy and R. I. Horovyi // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, XV International Scientific and Engineering Conference «HERVICON+PUMPS-2017», September 5—8, 2017. — Vol. 233.
8. Varchola M. Interakcia obeneho kola a statora odstrediveho cerpadla / M. Varchola. — Bratislava: Slovenska technicka univerzita v Bratislave, 2017. — 190 p.
9. Gao, X. Numerical investigation of flow in a vertical pipe inlet/outlet with a horizontal anti-vortex plate: effect of diversion orifices height and divergence angle / X. Gao, H. Zhang, J. Liu, B. Sun and Y. Tian // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. — 2018. Vol. 12:1 — P. 182—194.

10. Hergt, P. The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements / P. Hergt, A. Nicklas, G. Mollenkopf and S. Brodersen // Proceedings of the international pump users symposium, Texas A&M University system. — 1996. — P. 13—26.
11. Moloshnyi, O. Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet / O. Moloshnyi, M. Sotnyk and S. Lugova // Periodica Polytechnica Mechanical Engineering. — 2018. — Vol. 62(3). — P. 179—186.
12. Gülich, J. F. Centrifugal Pumps, 3rd Edition / J. F. Gülich — Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2014. — 1146 p.
13. Насоси динамічні. Методи випробування: ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ISO 9906:1999). — [чинний від 2009-09-09]. — Київ: Держспоживстандарт України, 2009. — 101 с. — (Національний стандарт України).
14. Karapuzova, M. Flow Structure Investigation in the Lateral Inlet Branches of Hydraulic Machines and Some Recommendations on Their Designing / M. Karapuzova, S. Lugova and I. Tverdokhlebl // XIIIth International Scientific and Engineering Conference «HERVICON-2011» Procedia Engineering. — Sumy, September 6—9, 2011. — Vol. 39. — P. 140—147.

References

1. Lipej, A. & Mitruševski, D. (2016). Numerical Prediction of Inlet Recirculation in Pumps, International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 9(3).
2. Stepanoff, A. (1957). Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application. 2nd ed., New York: Wiley.
3. Cheah, K. W., Lee, T. S. & Winoto, S.H. (2011). Numerical Study of Inlet and Impeller Flow Structures in Centrifugal Pump at Design and Off-design Points, International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 4(1), pp. 25—32.
4. Tan, L., Cao, S. & Gui S. (2010). Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump, Science china Technological Sciences, L. Tan, B. Zhu, S. Cao, Z. Wang and B. Wang // Energies. — 2014. — Vol. 7. — P. 1050—1065.
5. Perez Flores P. Suppression of Performance Curve Instability of an Axial-Flow Pump by Using a Double-Inlet-Nozzle / P. Perez Flores, G. Kosyna, and D. Wulff // Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery. — 2008. — Vol. 2008.
6. Perez Flores, P., Kosyna, G. & Wulff, D. (2008) Suppression of Performance Curve Instability of an Axial-Flow Pump by Using a Double-Inlet-Nozzle, Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2008.
7. Lugova, S.O., Tverdokhlebl, I.B., Nadtochiy, A.S. & Horovyi, R.I. (2017) Effect of hydraulic parts construction arrangement on the overall performance of API 610 VS6 type pumps, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, XV International Scientific and Engineering Conference «HERVICON+PUMPS-2017», Sumy, September 5—8, 2017, Vol. 233.
8. Varchola, M. (2017) Interakcia obenego kola a statora odstredivego cerpadla [Interaction of impeller and stator of centrifugal pump]. Bratislava: Slovenska technicka univerzita v Bratislave [in Slovak].
9. Gao, X., Zhang, H. Liu, J. Sun, B. & Tian, Y. (2018). Numerical investigation of flow in a vertical pipe inlet /outlet with a gorizontol antivortex plate: effect of diversion orifices height and divergence angle, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, Vol. 12:1, pp. 182—194.
10. Hergt, P., Nicklas, A. Mollenkopf, G. & Brodersen, S. (1996). The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements, Proceedings of the international pump users symposium, Texas A&M University system, pp. 13—26.
11. Moloshnyi, O., Sotnyk, M. & Lugova, S. (2018) Influence of Rotational Wall of Axial Inlet Device on Velocity Distribution at Impeller Inlet, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, Vol. 62(3), pp. 179—186.
12. Gülich, J. F. (2009) Nasosy dynamichni. Metody vyprobuvania [Centrifugal Pumps. Methodology]. DSTU 6134:2009 ISO 9906:1999 from 9d September 2009. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine [in Ukrainian].
13. Nasosy dynamichni. Metody vyprobuvania [Centrifugal Pumps. Methodology]. DSTU 6134:2009 ISO 9906:1999 from 9d September 2009. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine [in Ukrainian].
14. Karapuzova, M., Lugova, S. & Tverdokhlebl, I. (2012) Flow Structure Investigation in the Lateral Inlet Branches of Hydraulic Machines and Some Recommendations on Their Designing, XIIIth International Scientific and Engineering Conference «HERVICON-2011» Procedia Engineering, Sumy, September 6—9, 2011, Vol. 39, pp. 140—147.

Надійшла 15.05.2018 року

УДК: 621.67:621.9.013

Влияние геометрических размеров подводного устройства на рабочий процесс насоса

Н. И. Сотник, А. Н. Молошный

Цель. Определение влияния диаметра проходного канала в осевом подводном устройстве с вращающимися стенками на характеристики насоса, структуру течения в осевом подводном устройстве и распределение скоростей на входе в рабочее колесо.

Методы исследования. Исследование проведено путем физического эксперимента и численного моделирования рабочего процесса центробежного насоса в программной среде ANSYS CFX. Объектами исследования являются: базовое осевое подводное устройство цилиндрической формы и три предложенные модели, сформированные конусом на входе, цилиндрическим участком и диффузором перед входом в рабочее колесо. Предложенные модели имеют стенки, вращающиеся с частотой вращения вала насоса.

Результаты исследования. Анализ показывает, что напорные характеристики насоса в рабочем диапазоне при применении предложенных осевых подводных устройств изменились в пределах 5% для численного эксперимента. Экспериментальные кривые напора имеют подобную форму, но их величины несколько ниже. Потребляемая мощность для различных моделей одинакова. Предложенным конструкциям присуще неравномерное распределение давления и скорости потока в продольном сечении, но осесимметричное в поперечном сечении. Диффузор вызвал неравномерность распределения осевой составляющей скорости в поперечном сечении на входе к рабочему колесу и рост круговой составляющей вблизи стенок. Коэффициент закрутки потока в предложенных конструкциях по сравнению с базовой возрастает от 1,5 до 2 раз. Коэффициент сопротивления возрастает с уменьшением диаметра, что вызвано большими гидравлическими потерями в конфузоре, прямолинейном участке и диффузоре.

Выводы. Предложенная форма осевого подводного устройства существенно влияет на его гидравлические характеристики, однако мало меняет напорные и энергетические характеристики насоса.

Ключевые слова: подвод, конфузор, диффузор, входной патрубков, рабочее колесо, CFD, числовая симуляция, коэффициент закрутки.

UDC: 621.67:621.9.013

Influence of geometric dimensions of inlet device on the operating process of the pump

M. Sotnyk, O. Moloshnyi

Aim. The determination of the influence of the diameter of the passage channel in the axial drive device with rotating walls on the characteristics of the pump, the structure of flow in the axial inlet device and the distribution of velocity at the impeller eye.

Research methods. The research was conducted through a physical experiment and a numerical simulation of the centrifugal pump operating process in the ANSYS CFX software environment. The comparison of the base cylindrical axial inlet device with a constant diameter and three proposed models, formed by the cone at the inlet, cylindrical section and diffuser in front of the impeller eye, is presented. The proposed models have rotating walls with the impeller rotation frequency.

Results of the research. The analysis shows that the head characteristic curves of the pump in the operating range with the application of the proposed axial inlet devices changed by 5% for the numerical experiment. Experimental curves of pressure have the same shape, but their values are slightly lower. Power consumption for different models is the same. The proposed structures are characterized by the uneven distribution of pressure and flow velocity in the longitudinal section, but it is axially symmetric in a cross-section. The diffuser caused uneven distribution of the axial component of the absolute velocity in the cross section at the impeller eye and the growth of the circumferential component of the absolute velocity near the walls. The flow swirl factor in the proposed designs compared with the base increases from 1.5 to 2 times. The coefficient of resistance increases with a decrease in diameter due to a greater hydraulic loss in the cone, rectilinear region and diffuser.

Conclusion. The proposed shape of the axial suspension device significantly affects its hydraulic characteristics but does not change the head and energy characteristics of the pump.

Keywords: inlet chamber, inlet nozzle, intake section, suction casing, confuser, diffuser, CFD, impeller, coefficient of flow torsion.

Відомості про авторів

Сотник, М. І.

Сумський державний університет, м. Суми, Україна
Адреса: вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

Сотник Н. И.

Сумський державний університет
Адрес: ул. Римского-Корсакова, 2, м. Сумы, 40007, Украина

Sotnyk, M. I.

Sumskiy derzhavnyi universytet
Adress: vul. Rimskogo-Korsakova, 2, Sumy, 40007, Ukraine

Молошний, О. М.

Сумський державний університет
Адреса: вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

Молошный, А. Н.

Сумський державний університет
Адрес: ул. Римского-Корсакова, 2, м. Сумы, 40007, Украина

Moloshnyi, O. M.

Sumskiy derzhavnyi universytet
Adress: vul. Rimskogo-Korsakova, 2, Sumy, 40007, Ukraine