

УДК: 621.671:532.528

О.М. Молошній, М.І. Сотник

Сумський державний університет

**КАВИТАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ У ПІДВІДНОМУ ОБЕРТОВОМУ ОСЬОВОМУ ПРИСТРОЇ ТА РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА**

*Робота присвячена аналізу кавітаційних процесів в проточній частині відцентрового насосу двостороннього входу. Розглянуто 2 моделі осьового підвідного пристрою, що сформований циліндричною та дифузornoю ділянкою перед входом в РК, який містить обтічник. В першому випадку стінки осьового підводу є нерухомими, а в другому – обертаються з частотою обертання валу насоса. Аналіз показує, що насос має кавітаційні показники вище середньостатистичних. Кавітація в робочому колесі починається раніше ніж в осьовому підводі. Обертання стінок осьового підвідного пристрою призводить до відривання кавітаційної зони, що знаходяться після звуження поперечного перерізу прохідного каналу, від стінок осьового підвідного пристрою.*

*Ключові слова:* підвід, конфузур, вхідний патрубок, робочеколесо, CFD, кавітаційний запас.

О.Н. Молошній, Н.И. Сотник

**КАВИТАЦИОННЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПОДВОДЯЩЕМ ВРАЩАЮЩЕМСЯ ОСЕВОМ УСТРОЙСТВЕ И РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

*Робота посвящена анализу кавитационных процессов в проточной части центробежного насоса двухстороннего входа. Рассмотрено 2 модели осевого подводного устройства, сформированного цилиндрическим и диффузорным участком перед входом в РК, имеющим обтекатель. В первом случае стенки осевого подвода являются неподвижными, а во втором - вращаются с частотой вращения вала насоса. Анализ показывает, что насос имеет кавитационные показатели выше среднестатистических. Кавитация в рабочем колесе начинается раньше, чем в осевом подводе. Вращения стенок осевого подводного устройства приводит к отрывам кавитационной зоны от стенок осевого подводного устройства.*

*Ключевые слова:* подвод, конфузур, входной патрубок, рабочее колесо, CFD, кавитационный запас.

O. Moloshnyi, M. Sotnyk

**CAVITATION PROCESSES IN ROTATING AXIAL INLET DEVICE AND IMPELLER OF CENTRIFUGAL PUMP**

*The paper is devoted to the analysis of cavitation processes in the flow section of the centrifugal double suction pump. The analysis was conducted using a numerical simulation of the workflow in the ANSYS CFX software environment. Two models of the axial inlet device, which is formed by a cylindrical and diffusional section in front of the impeller entry, which contains a fairing, are considered. In the first case, the walls of the axial inlet device are stationary, and in the second case, they rotate with the pump shaft rotation speed. The numerical experiment was carried out subject to the change in the absolute pressure at the inlet and the mass flow at the outlet. The analysis shows that the pump has cavitation rates above the average. The zones of cavitation appearance in the axial intake are after narrowing the cross-section of the passage channel and at the beginning of the diffuser. The cavitation in the impeller starts earlier than in the axial intake. The rotation of the walls of the axial inlet device causes the cavitation zone which is located after narrowing of the cross-section of the passage channel to tear off from the walls of the axial inlet device.*

*Keywords:* inlet chamber, inlet nozzle, intake section, suction casing, CFD, NPSH.

**Постановка проблеми.** Кавітація вважається одним з негативних явищ, які можуть відбуватися у проточній частині насоса. Вона призводить до руйнування матеріалу конструктивних елементів проточної частини, виникнення вібрації та шуму, зниження напору і енергоефективності роботи (коефіцієнту корисної дії) насоса. Тому вчені приділяють багато уваги дослідженню кавітації та шляхів зниження імовірності її виникнення в насосах. Як відомо, одним з факторів, що впливає на кавітаційні характеристики насоса, є структура потоку рідини на вході в робоче колесо (РК) насоса. Вона визначається формою підвідного пристрою, геометрією вхідної частини РК, конструкцією передвключеного гвинта або шнека.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Одним з методів запобігання виникненню кавітації в робочому колесі (РК) відцентрового насоса є додаткове встановлення шнеку перед ним [1, 2 та 3]. Крім того, Єлін [4] розглядає можливість покращення ефективності функціонування шнека за рахунок додаткового обладнання проточної частини насоса негладкою статорною втулкою. Хоча, використання шнека вважається ефективним способом боротьби з кавітацією існує багато інших способів. Шуанг та ін. [5] отримали кращу кавітаційну характеристику насоса двостороннього входу з профільованими лопатками РК ніж з радіальними. Ксіє та ін. [6] покращили кавітаційну характеристику насоса завдяки виконанню отворів у лопатках РК поблизу вхідних кромки. Сі та ін. [7] виявили покращення кавітаційної характеристики відцентрового насоса при додатковому введенні струйного потоку рідини в підвідний пристрій насоса. Проте,

при збільшенні подачі цього потоку кавітаційна характеристика погіршувалася. Тан та ін.[8, 9] виявили погіршення кавітаційної характеристики у випадку регулювання насосу закручуванням потоку рідини вхідними статорними лопатками перед РК. При цьому спостерігалось незначне підвищення напору і ККД. Хергт та ін. [10] описали найвідоміші способи підвищення кавітаційної характеристики. Автори відмітили вплив дифузора на зменшення довжини зони рециркуляції та зниження ризику виникнення кавітації. Крім того, Гуліх [11] відмітив ефективність використання діафрагми для зниження кавітації.

**Мета роботи.** Провести дослідження кавітаційних процесів в РК та осьовому підвідному пристрої (ОПП) з обертовими стінками. Порівняти кавітаційні характеристики насосу за умов наявності та відсутності обертання стінок осьового підводу.

**Матеріали та методи.** Параметри відцентрового насосу двостороннього входу: номінальна подача  $Q_{ном} = 50 \text{ м}^3/\text{год}$ , номінальний напір  $H=48 \text{ м}$ , швидкість обертання ротору  $n=2900 \text{ об/хв}$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 48$ , діаметр вхідної воронки РК  $D_0 = 75 \text{ мм}$ , зовнішній діаметр РК  $D_2 = 202 \text{ мм}$ , кількість лопатей РК 7.

Осьовий підвідний пристрій насосу являє собою порожнистий вал, який одночасно також є валом електронасосу[12]. Підвідний пристрій сформовано циліндричною та дифузornoю ділянкою перед входом в РК, що містить обтічник конусної форми (рис. 1). Крім того, перед осьовим підвідним пристроєм розміщена циліндрична ділянка корпусу.

Числове моделювання течії рідини проведено для 2 моделей осьового підвідного пристрою (рис. 1). Конструкція моделі №2 додатково містить раптове розширення на виході з дифузornoї ділянки. Діаметр циліндричної ділянки  $d$  та вхідного патрубку  $D_{вх}$  становить 45 мм і 65 мм відповідно. Довжина ділянки ОПП, що обертається,  $L = 227 \text{ мм}$ , нерухої частини корпусу  $l = 40$ . Довжина обтічника ( $l_{об}$ ) та дифузornoї ділянки підводу ( $l_{диф}$ ) відповідно 37 мм та 50 мм, зовнішній ( $D_{вих}$ ) діаметри виходу з ОПП в моделі №1 та №2 відповідно 75 мм та 71 мм. Внутрішній діаметр виходу ( $d_{вих}$ ) з підвідного пристрою 40 мм. Габаритні розміри ОПП обмежені габаритами корпусу електронасосу.

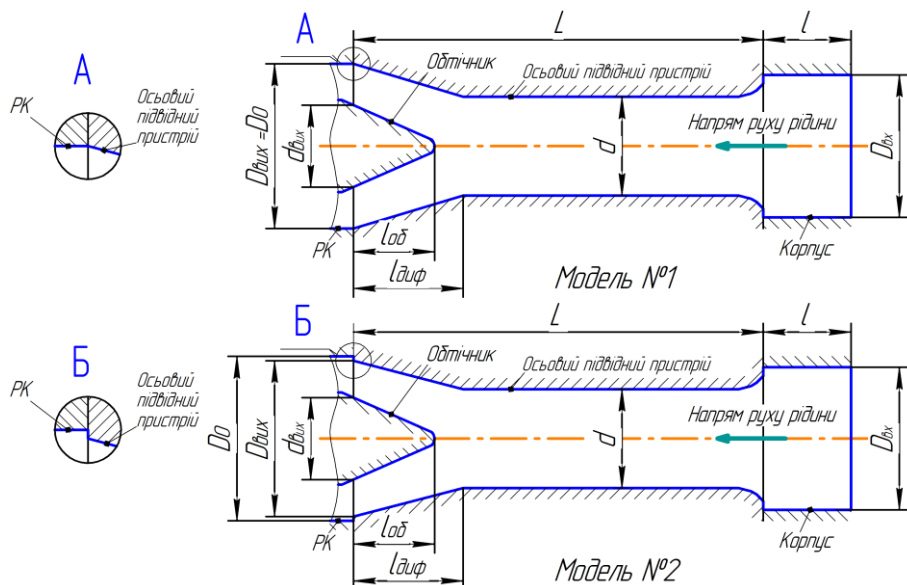


Рис. 1. Схема осьового підвідного пристрою: а) модель № 1- базовий варіант конструкції ОПП; б) модель № 2 - конструкція ОПП з раптовим розширенням на вході перед РК

Твердотільна модель розрахункової області рідини відцентрового насоса двостороннього входу містить підвідну та відвідну труби, ОПП, робоче колесо та кільцевий відвідний пристрій з направляючим апаратом (рис. 2 а). При їх створенні було здійснено спрощення геометрії шляхом припущення щодо відсутності пазух в насосному агрегаті та симетричності потоків відносно робочого колеса насоса двостороннього входу для зменшення складності сітки та підвищення швидкості розрахунку.

Неструктурована розрахункова сітка створена за допомогою програмного продукту ICEM-CFD (рис. 2). Розмір величини комірок вибраний шляхом проведення дослідження на сіткову незалежність. Поблизу вхідних і вихідних кромek лопатей сітка додатково згущена (рис. 2б). Поблизу твердих стінок в пограничному шарі були створені шари призматичних комірок (рис. 2

в). Загальна кількість комірок розрахункової області рідини насоса становить близько 5,3 млн. Осьовий підвід, РК та відвід містять відповідно 1,15 млн, 2,4 млн та 1,65 млн елементів.

Числове моделювання течії рідини в проточній частині насоса проведено з використанням програмного комплексу ANSYS CFX. Для отримання кавітаційних характеристик використовувалися модель Rayleigh-Plesset, стандартна  $k-\epsilon$  модель турбулентності, рівняння Рейнольдса та рівняння нерозривності [13]. Граничні умови: тиск на вході і масова витрата на виході. Розрахунок проведено за номінальної подачі. Робоча рідина – вода з температурою 25 °С. Тиск насичених парів 3167 Па. Шорсткість поверхонь осьового підвідного пристрою прийнята 6,3 мкм.

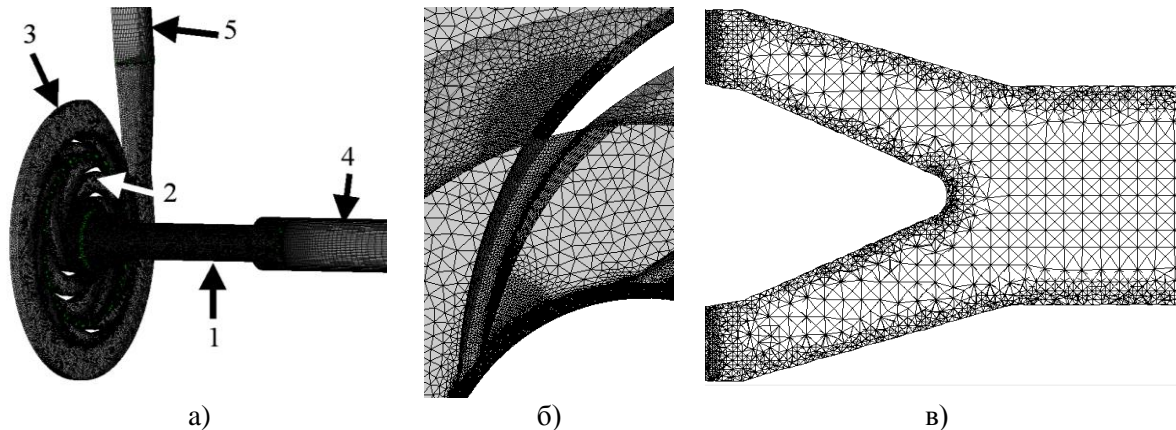


Рис. 2. Приклад сітки: а) розрахункова область рідини насоса: 1 – осьовий підвідний пристрій, 2 – робоче колесо, 3 – відвідний пристрій, 4 - підвідна труба, 5 – відвідна труба; б) сітка поблизу вхідної кромки лопаті РК; в) дифузійна ділянка розрахункової області рідини осьового підвідного пристрою

**Аналіз результатів.** За результатами числового моделювання визначена кавітаційна характеристика насоса за номінальної подачі при нерухомому ОПП ( $n_{\text{ОПП}} = 0$ ) та його обертанні ( $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв.) (рис. 3). Кавітаційні характеристики для моделі №1 та №2 є якісно та кількісно подібними незважаючи на введення раптового розширення на виході з підвідного пристрою та умови нерухомості його стінок. Хоча, незначні відмінності у величині напору між моделями спостерігаються при кавітаційному запасі ( $\Delta h$ ) в діапазоні 1,5 – 5 м. В моделі №2 спостерігається більш явне вираження незначного падіння напору, а потім його зростання. Однак, вказані розбіжності не впливають на величину критичного кавітаційного запасу ( $\Delta h_{\text{кр}}$ ), який визначається падінням величини напору на 3 %. Він становить 1,25 м відповідно за номінальної подачі для обох моделей. Допустимий кавітаційний запас ( $\Delta h_{\text{дон}}$ ) 1,625 м [14].

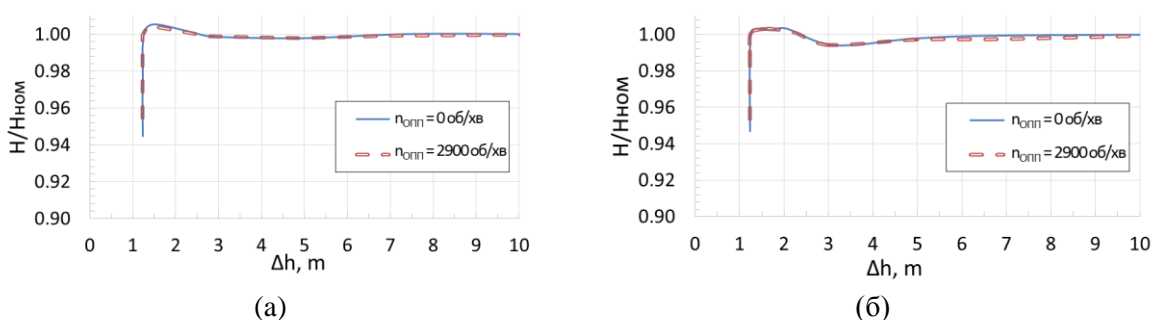


Рис.3. Кавітаційні характеристики: а) модель №1; б) модель №2

Важливим критерієм виникнення кавітації в насосі є кавітаційний коефіцієнт швидкохідності  $C$  [15]. В першу чергу цей показник характеризує умови входу рідини, що перекачується, в РК і для геометрично подібних насосів є сталою величиною [15]. Розрахована величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності за  $Q_{\text{ном}}$  для обох моделей становить 1149. Для відцентрових насосів ця величина зазвичай є в межах 560 – 860 [16]. А згідно [11] для стандартного РК з осьовим або напівспіральним підвідним пристроєм знаходиться у діапазоні 900 – 1236. Тобто, конструктивно досліджуваний насос відповідає стандартним показникам.

Перші прояви кавітації в РК за подачі  $Q_{\text{ном}}$  спостерігаються при величині  $\Delta h$  6,9 м. Вони з'являються на тильних поверхнях вхідної частини лопатей і майже не впливають на напірну характеристику насосу (рис. 4а). При зниженні  $\Delta h$  відбувається збільшення зони кавітації та об'єму пари (рис. 4б). При цьому, величина  $\Delta h_{\text{доп}}$  не задовольняє умови безпечної безкавітаційної експлуатації. При  $\Delta h_{\text{кр}}$  спостерігається значна зона кавітації на тильних поверхнях вхідної частини лопатей, яка за об'ємом займає 2/3 міжлопатєвого простору (рис. 4в).

Для обох моделей ОПП та за обох умов їх функціонування розподіл об'єму фракції пари, а відповідно і зон кавітації є однаковий (рис. 5). Це спричинено незначним впливом зміни параметрів ОПП на робочий процес насосу, в тому числі, і на процес виникнення та розвиток кавітаційних процесів в РК.

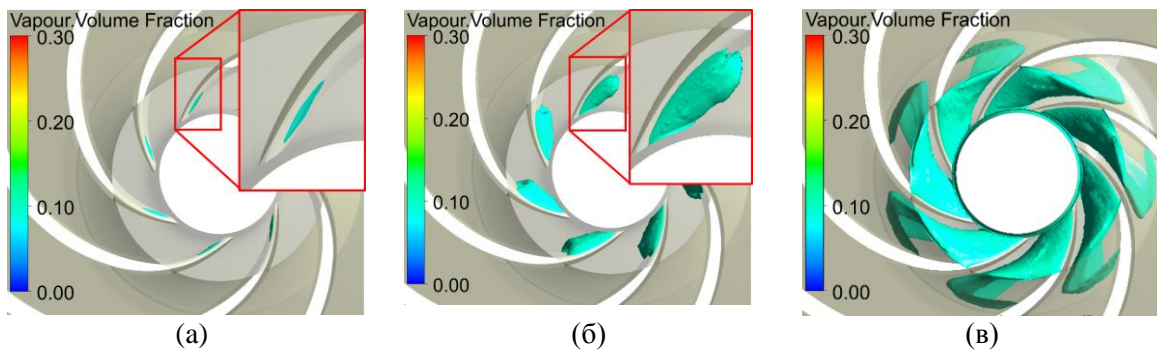


Рис. 4. Структура зон кавітації в РК при  $Q_{\text{ном}}$ :  
(а)  $\Delta h = 6,9$  м, (б)  $\Delta h = 2,8$  м, (в)  $\Delta h_{\text{кр}} = 1,25$  м

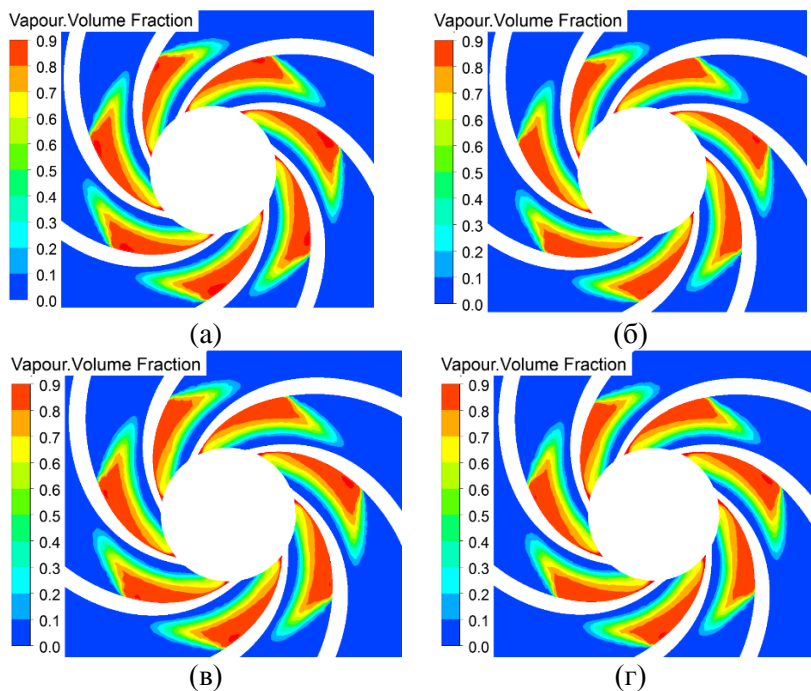


Рис. 5. Розподіл об'єму фракції пари при  $\Delta h_{\text{кр}}$ :  
(а) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (б) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв;  
(в) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (г) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв.

В РК за розглянутих параметрів ОПП картина розподілу тиску є однаковою і змінюється лише при зміні значення NPSP (рис. 6). Слід зауважити, що представлений переріз РК для  $\Delta h = 6,9$  м не співпадає з зоною початку кавітації. Тому мінімальна величина абсолютного тиску в РК на рис. 6а) є вищою, ніж тиск насичених парів.

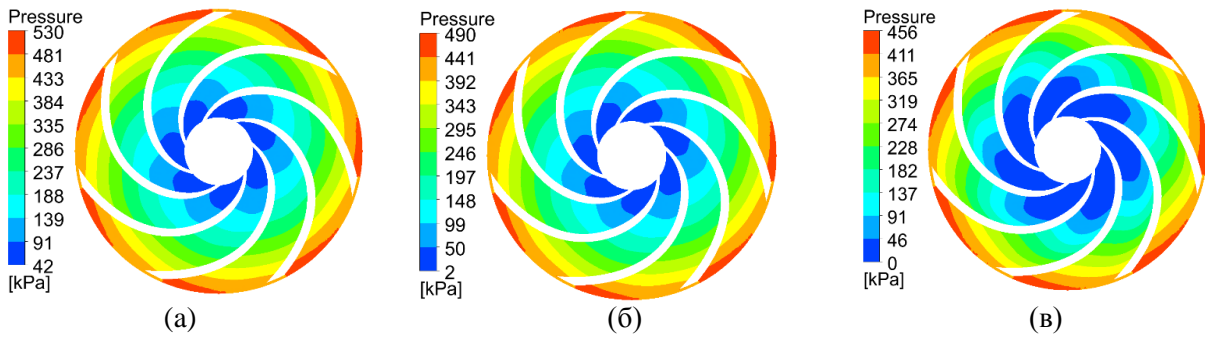


Рис.6. Розподіл абсолютного тиску в РК при  $Q_{ном}$ :  
 (а)  $\Delta h = 6,9$  м, (б)  $\Delta h = 2,8$  м, (в)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м

Кавітація в ОПП виникає за  $\Delta h = 1,33$  м. Слід зауважити, що кавітація в РК починається раніше ніж в ОПП. При цьому значення допустимого кавітаційного запасу для РК є вищим того, при якому з'являються перші прояви кавітації в підводі. Тобто, в першу чергу негативному впливу кавітації буде піддаватися РК. В ОПП кавітація майже одночасно з'являється в двох зонах (рис. 7а), 7в). Перша зона – зона після звуження поперечного перерізу прохідного каналу. Друга зона - зона на початку дифузornoї ділянки. В досліджуваних випадках зони виникнення кавітації в ОПП є ті ж самі. При зниженні величин  $\Delta h$  ці зони швидко зростають. Відповідно, за  $\Delta h_{кр}$  зона кавітації займає значний об'єм ОПП (рис. 7б), 7г). Крім того, форми кавітаційних зон є різні.

Для моделі №2 розмір другої зони кавітації більший (рис. 8, рис. 9), ніж першої, що спричинено змінною геометрією дифузornoї ділянки. Умова обертання стінок впливає на форму першої зони кавітації. За відсутності обертання, прямолінійний потік рідини з меншою швидкістю біля стінок спричинює «прилипання» кавітаційної зони до стінок (рис. 10). Для більшої інформативності ілюстрації поперечні перерізи на рис. 10 показано еліптичними. За наявності обертання стінок перша зона має відривний характер для обох моделей (рис. 8, рис.9). Вірогідно, це спричинено особливостями закручування потоку біля стінок ОПП, який розширює та «розмиває» зону кавітації (рис. 10). Крім цього, за  $\Delta h_{кр}$  явище кавітації спостерігається в третій зоні, що знаходиться біля обтічника на виході з дифузору (рис 9).

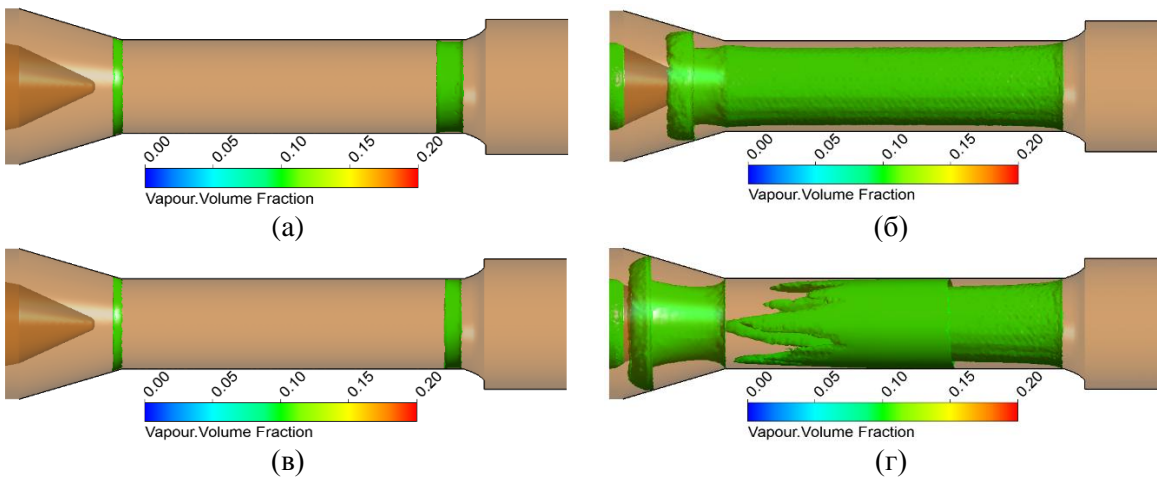
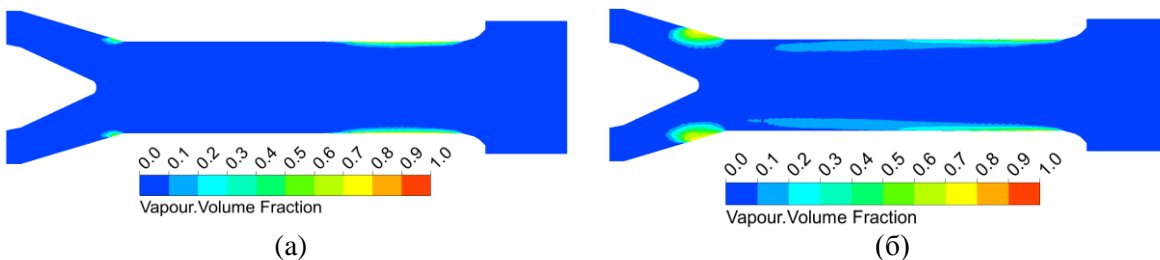


Рис.7. Структура зон кавітації в ОПП  $Q_{ном}$ :  
 (а)  $\Delta h = 1,3$  м,  $n_{ОПП} = 0$  об/хв, (б)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м,  $n_{ОПП} = 0$  об/хв,  
 (в)  $\Delta h = 1,33$  м,  $n_{ОПП} = 2900$  об/хв, (г)  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м,  $n_{ОПП} = 2900$  об/хв.



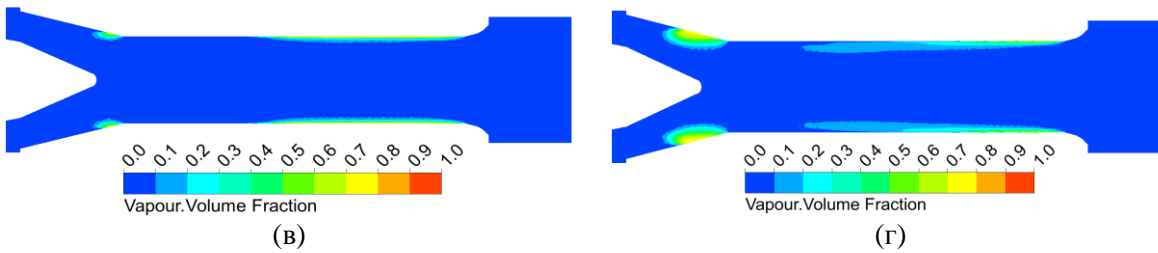


Рис.8. Картина розподілу об'єму фракції пари при  $\Delta h = 1,25$  м (1% падіння величини напору): (а) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (б) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв; (в) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (г) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв.

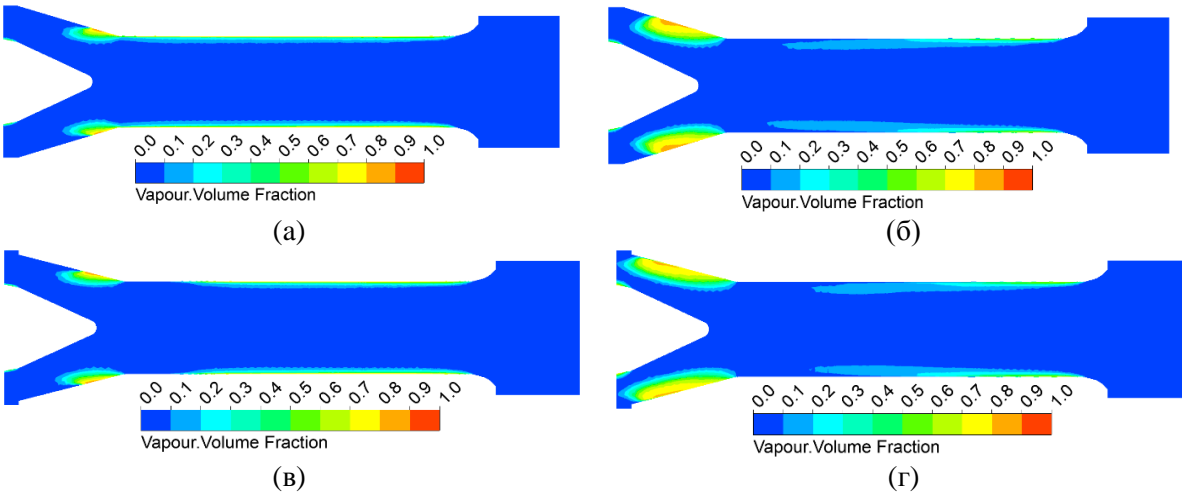
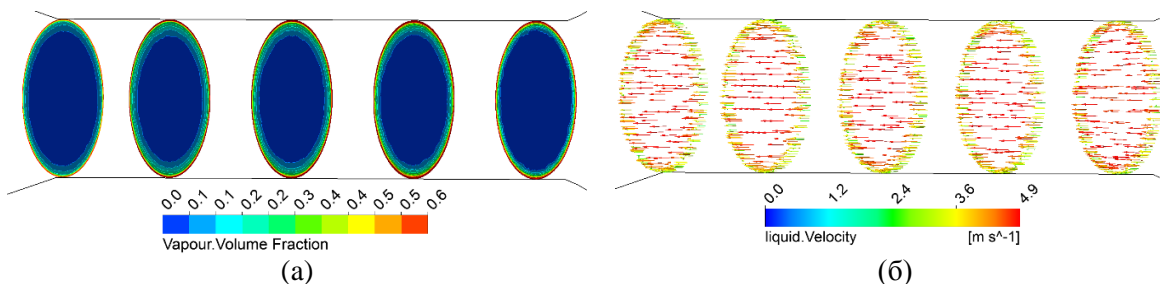


Рис.9. Картина розподілу об'єму фракції пари при  $\Delta h_{\text{кр}} = 1,25$  м: (а) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (б) Модель №1,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв; (в) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 0$  об/хв; (г) Модель №2,  $n_{\text{ОПП}} = 2900$  об/хв.

Картина розподілу абсолютного тиску в підводі демонструє зони пониженого тиску (рис.11), що відповідають зонам виникнення кавітації. Перша – після звуження поперечного перерізу, друга – на початку дифузійної ділянки і третя – біля обтічника на виході з дифузору. Перша та третя – це зони підвищення швидкості, а друга – це зона місцевого завихрення рідини. Вони спричинені зміною площі поперечного перерізу прохідного каналу та напрямком руху рідини (обтікання стінок рідиною). Відповідно, при проходженні цих зон в рідині відбувається значне зниження тиску, що призводить до виникнення кавітації.

Характер розподілу абсолютного тиску для обох моделей є подібним при відповідних значеннях  $\Delta h_{\text{кр}}$  (рис. 11). Хоч мінімальна величина абсолютного тиску в моделі №1 є менша ніж в моделі №2, (в межах від 0,1 кПа до 0,18 кПа) кавітаційні зони є більшими саме в моделі №2 через більші зони низького тиску. Розміри зон низького тиску співпадають з розмірами зон кавітацій.

Для усунення першої зони зниження абсолютного тиску потрібно усунути зміну діаметрів на вході в ОПП. Тобто, зменшити діаметр входу в насос до величини діаметру циліндричної ділянки підвідного пристрою. Для усунення другої зони необхідно усунути різкий перехід від циліндричної до дифузійної ділянки ОПП з використанням (як один з варіантів) подвійного (двоступеневого) дифузора.



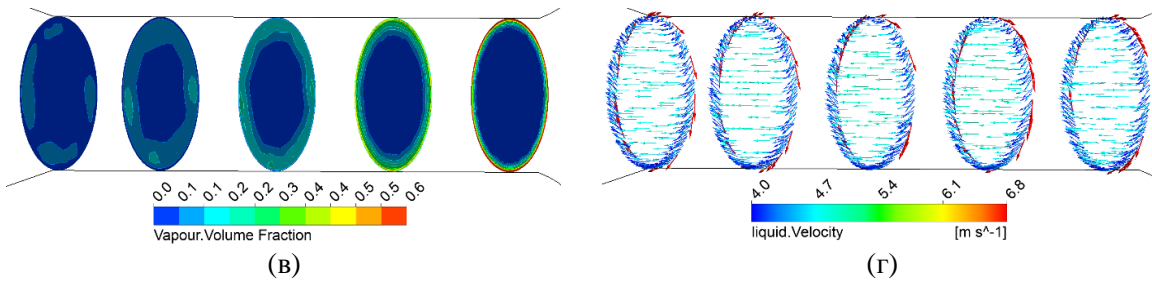


Рис.10. Поперечні перерізи ОПД моделі №1 при  $NPSp_3 = 1,25$  м:  
 (а) розподіл об'єму фракції пари,  $n_{OPD} = 0$  об/хв; (б) розподіл векторів абсолютної швидкості рідини,  $n_{OPD} = 0$  об/хв; (в) розподіл об'єму фракції пари,  $n_{OPD} = 2900$  об/хв; (г) розподіл векторів абсолютної швидкості рідини,  $n_{OPD} = 2900$  об/хв

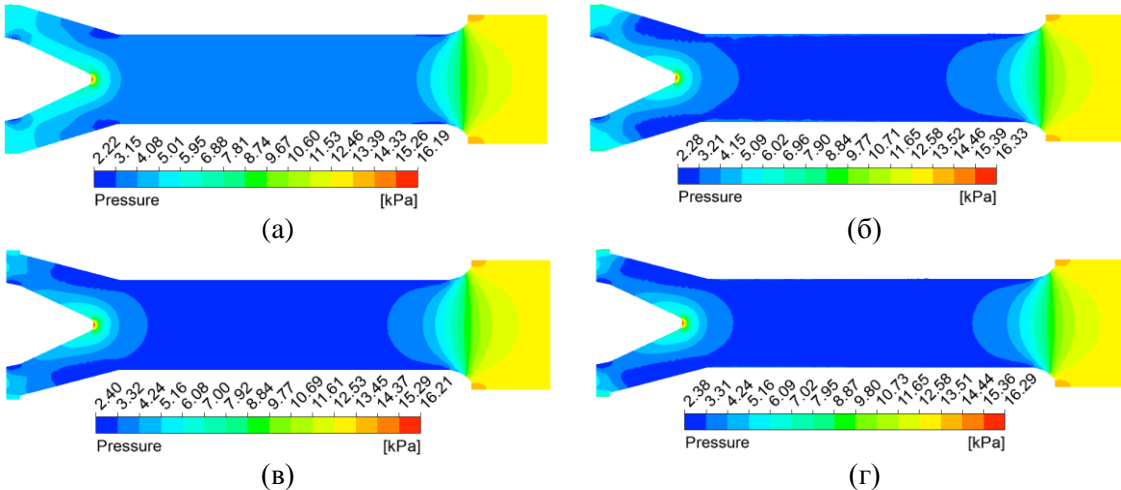


Рис.11. Розподіл абсолютного тиску в підводі,  $\Delta h_{кр} = 1,25$  м:  
 (а) Модель №1,  $n_{OPD} = 0$  об/хв; (б) Модель №1,  $n_{OPD} = 2900$  об/хв;  
 (в) Модель №2,  $n_{OPD} = 0$  об/хв; (г) Модель №2,  $n_{OPD} = 2900$  об/хв.

**Висновки.** Аналіз представлених результатів числового моделювання робочого процесу у відцентровому насосі двостороннього входу за умови зміни геометричних параметрів дифузornoї ділянки осевого підводу та умов наявності і відсутності обертання його стінок за номінальної подачі дає можливість зробити наступні висновки:

1) Для обох моделей  $\Delta h_{кр}$  становить 1,25 м відповідно за номінальної подачі.  $\Delta h_{доп}$  відповідно становить 1,625 м. Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за номінальної подачі для обох моделей становить 1149 і є вищим ніж для звичайних відцентрових насосів. При цьому, для роботи насоса без жодних проявів кавітації необхідно забезпечити  $\Delta h$  більше 7 м.

2) Кавітація в РК починається раніше ніж в осевому підводі, тобто досліджена конструкція ОПД не буде піддаватися руйнуванню при дотриманні вимог забезпечення безкавітаційної роботи РК.

3) Зміна геометричних параметрів дифузornoї ділянки осевого підводу не впливає на кавітаційні характеристики РК, проте збільшує зони кавітації в ОПД.

4) Обертання ОПД спричинює закручування потоку біля його стінок і, як наслідок, відриває від стінок та «розмиває» зону кавітації, чим збільшує її об'єм.

5) Результати проведених досліджень показують, що для покращення кавітаційної характеристики осевого підводу відцентрового насоса розглянутої конструкції потрібно зменшити діаметр входу в насос до величини діаметру циліндричної ділянки підвідного пристрою, а також усунути різкий перехід від циліндричної до дифузornoї ділянки осевого підвідного пристрою.

### Список літератури

1. Єлін О.В., Ткач П.Ю. Кавітаційно-ерозійні якості насосів зі шнековідцентровим ступенем: сучасний стан проблеми та перспектива розвитку / О.В. Єлін, П.Ю. Ткач // Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневмоагрегати. – 2013. – 2(40). – С. 60-66.

2. Guo X Analysis of cavitation performance of inducers, centrifugal pumps / Guo X, Zhu Z, Cui B and Li Y // *Centrifugal Pumps*. – 2012. – С. 14.
3. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей / Овсянников Б.В. – М.: Государственное научно-техническое издательство ОБОРОНГИЗ, 1960. – 246 с.
4. Єлін О.В. Дослідження можливості підвищення всмоктувальної здатності шнековідцентрового ступеня без зміни геометрії передвключеного і робочого колеса / Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. – 2013.– № 4. – 7-16 С.
5. Zhuang B. Cavitation in a Shaft-less Double Suction Centrifugal Miniature Pump / Baotang Zhuang, Xianwu Luo, Lei Zhu, Xin Wang, and Hongyuan Xu // *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. – 2011. – Vol. 4, No. 1. – С. 191-198.
6. Xie S.F. Optimization of centrifugal pump cavitation performance based on CFD / Xie S.F., Wang Y., Liu Z.C., Zhu Z. T., Ning C. and Zhao L. F. // *International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow (ISCM 2014) IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. –2015. – № 72. – С6.
7. Si Q. Investigation on the influence of jetting equipment on the characteristics of centrifugal pump / Si Q., Yuan S., Yuan J., Bois G. // *Advances in Mechanical Eng.* – 2016. – Vol. 8(8), С. 1–11.
8. Lei Tan Influence of Prewhirl Regulation by Inlet Guide Vanes on Cavitation Performance of a Centrifugal Pump / Lei Tan , Baoshan Zhu , Shuliang Cao , Yuchuan Wang and Binbin Wang // *Energies*. – 2014. – Vol 7, С. 1050-1065.
9. Tan L. Cavitation performance and flow characteristic in a centrifugal pump with inlet guide vanes / Tan L., Zha L., Cao S. L., Wang Y. C. and Gui S. B. // *International Symposium of Cavitation and Multiphase Flow (ISCM 2014) IOP Conf. Series: Materials Sci. and Eng* – 2015. – Vol.72.
10. Peter H. The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements / Peter H, Nicklas A, Mollenkopf G and Brodersen S // *Proceedings of the international pump users symposium, Texas A&M University system*. – 1996. – С. 13-26.
11. Gülich J. F. *Centrifugal Pumps*, 3rd Edition / Gülich J. F. – Springer: Berlin, Heidelberg, New York, 2014. – 1146 с.
12. Патент України № 111380 U МПК F04D 13/06, F04D 7/02. Герметичний насос двостороннього входу з електроприводом / М.І. Сотник, О.М. Молошний, А.К. Чорноброва; Заявл.22.04.16; опубл. 10.11.16. Бюл.№21, 2016.
13. ANSYS CFX Reference Guide, Release 15.0. 2013. <http://www.ansys.com>
14. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. – М.: Стандартинформ. 2008. 100 с. (Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации).
15. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных насосах / Карелин В.Я. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 256 с.
16. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных насосах. Изд. Второе, переработанное и дополненное / Карелин В.Я. – М.: Машиностроение, 1975. – 334 с.

**Рецензент:**

**Ляпощенко О.О.** доцент, д.т.н. Сумського державного університету

Стаття надійшла до редакції 06.03.2018