

Гідродинамічні та кавітаційні характеристики статичних моделей апаратів зі змінною конфігурацією вхідного каналу

Д. О. Вітенько¹ • Н. М. Зварич¹

Received: 18 December 2024 / Revised: 19 February 2025 / Accepted: 10 March 2025

Анотація. Ефективним інструментом для розробки нових, аналізу та порівняння існуючих конструкцій кавітаційних апаратів є чисельні методи розрахунку, переваги яких полягають у можливості визначати раціональні гідродинамічні параметри для різних моделей, без витрат матеріалів та енергії. Питання вдосконалення конструкцій кавітаційних пристроїв для забезпечення стабільного кавітаційного процесу та оптимізації їх роботи в різних технологічних середовищах на сьогодні залишається актуальним, причому одним із ключових аспектів є вплив геометричних характеристик внутрішнього каналу пристрою на формування та розподіл паро-газової фракції, що безпосередньо впливає на ефективність кавітаційного процесу. Аналіз умов виникнення кавітації та порівняння гідродинамічних параметрів та об'ємів парогазової фракції у моделях кавітаційних апаратів з різною геометрією внутрішнього каналу конфузора.

Використано чисельне моделювання з використанням модуля Flow Simulation з використанням рівнянь Нав'є-Стокса, рівнянь стану, які визначають фізичні властивості рідини, а також емпіричних залежностей густини, в'язкості та теплопровідності від температури.

Було встановлено, що у всіх досліджуваних конструкціях з перешкодами формування парогазової фракції спостерігається за умови $Q = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$. Стабільна кавітація виникає за умови $Q = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ та $P_{\text{вх}} = 0,35 \text{ МПа}$, причому об'єм сформованої парогазової фази для моделі з перешкодою у вигляді конуса становить $V_{\text{п.з}} = 5,39 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, для конструкції зі шнеком – $4,91 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, а для апарату з подвійним конусом – $3,77 \times 10^{-6} \text{ м}^3$. Для порівняння, об'єм парогазової фракції для моделі без перешкод становить $2,93 \times 10^{-6} \text{ м}^3$. Аналіз характеру гістограм розподілу парогазової фракції вздовж дифузору показує, що встановлення конусної перешкоди сприяє збільшенню об'єму парогазової фракції вздовж дифузора, забезпечуючи стабільний кавітаційний процес. Шнекова перешкода створює локальні ділянки характерні для пульсацій та зривів. Подвійний конус демонструє менші об'єми парогазової фракції та рівномірне зростання і спадання концентрацій вздовж дифузору.

Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення та впровадження конструкцій статичних пристроїв, що забезпечують стабільний кавітаційний процес та оптимізацію їхньої роботи в умовах визначених технологічних середовищ.

Ключові слова: гідродинамічна кавітація, парогазова фракція, гідродинаміка, числові методи, число кавітації.

Вступ

Моделювання конструкцій кавітаційних апаратів на сьогодні є важливою й актуальною задачею, що відкриває широкі можливості для досліджень та інженерних рішень. Отримані результати дають змогу удосконалювати та прогнозувати ефективність роботи об-

ладнання, що має вирішальне значення для галузей, де кавітація застосовується для інтенсифікації технологічних процесів [1]–[3]. Окремою перевагою чисельного моделювання є його здатність значно скорочувати час і ресурси, необхідні для проведення досліджень. Віртуальне середовище дозволяє швидко отримувати результати, проводити коригування моделей і зменшувати кількість фізичних експериментів. Це також позитивно позначається на екологічних аспектах досліджень, оскільки скорочується споживання матеріалів і енергії, необхідних для виготовлення прототипів і проведення випробувань. Загалом значна кількість інших досліджень присвячена цій тематиці, що засвідчує її актуальність на сьогодні.

✉ Д. О. Вітенько
dmitro.vitenko25@gmail.com

¹ Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, Тернопіль, Україна

Постановка проблеми

У значній кількості публікацій присвячених цій тематиці розглядають чотири типи кавітаційних реакторів гідродинамічного типу. Це конструкції з діафрагмою, по типу труби Вентурі, вихрового і роторного типу [4], [5]. Останні два типи кавітаційних пристроїв характеризуються низькими перепадами тиску, складною конструкцією, високим енергоспоживанням та значними витратами на обслуговування, що обмежує їхнє широке використання. На противагу їм, кавітаційні реактори з діафрагмою та трубкою Вентурі працюють за схожими принципами, але мають значні переваги, такі як простий дизайн, легкість в експлуатації та висока керованість. У моделях з діафрагмою кавітація виникає завдяки різким змінам геометрії потоку, що забезпечує більші перепади тиску порівняно з трубками Вентурі. Зазвичай дослідники зосереджуються на аналізі умов виникнення кавітації, її еволюції, нестабільності, а також на конструктивних особливостях трубок Вентурі. Результати досліджень, представлені в науково-технічній літературі, показують, що вплив кавітації на систему визначається комплексом взаємопов'язаних ефектів. Серед них можна виділити формування кумулятивних струменів, утворення ударних хвиль, хімічні перетворення, мікропульсації тощо. Ці ефекти забезпечують як позитивні, так і негативні впливи на процеси в системі, що робить їх об'єктом пильної уваги в сучасних наукових дослідженнях.

Проблема дослідження полягає в аналізі впливу перешкод різних конфігурацій, встановлених у конфузори статичних кавітаційних апаратів на їхні гідродинамічні параметри, кавітаційні характеристики та локалізацію парогазової фракції в дифузори, за якими зазвичай проводять порівняння ефективності конструкцій. Дослідження має на меті порівняти результати чисельного моделювання для обґрунтування доцільності використання конструкцій в промисловості.

Аналіз досліджень і публікацій

У контексті вивчення факторів, які впливають на процеси в трубках Вентурі, важливо розглядати вплив конфігурації робочого каналу та технологічні параметри потоку, а також їхній взаємозв'язок. Геометричні особливості каналу, такі як його форма, площа перетину та довжина, відіграють ключову роль у процесі кавітації, визначаючи, як саме відбуваються зміни тиску та швидкості потоку. Технологічні параметри, зокрема швидкість потоку та співвідношення вхідного та вихідного тисків, також безпосередньо впливають на стабільність кавітаційних явищ і ефективність роботи системи. У статті [6] автори представили результати експериментальних і числових досліджень щодо ефекту Вентурі та поведінки кавітаційної ділянки. Автори запропонували конфігурацію одновимірної (1D) моделі, яка може бути зручним інструментом для визна-

чення ключових інтегральних параметрів. Автори цієї роботи також зазначили межі передбачуваності моделей з врахуванням турбулентності та кавітації у двовимірних (2D) і тривимірних геометріях.

Сімпсон та інші [6] провели дослідження характеристик кавітації в різних конструкціях трубок Вентурі за різних умов експлуатації. Дослідження були сфокусовані на особливостях геометричних параметрів, таких як довжина звуженої циліндричної ділянки трубки Вентурі та кут дифузора. Автори застосували моделі CFD (програмне забезпечення Ansys). Було виявлено, що кут розкриття дифузора має значний вплив на появу та еволюцію кавітації. Водночас довжина циліндричної ділянки має менший вплив на параметри кавітації. Представлений підхід та результати також є корисними для порівняння та оцінки різних конструкцій кавітаційних пристроїв та умов експлуатації.

Сато та інші [7] використовували високошвидкісну відеокамеру для візуальних досліджень. Автори використовували трубку Вентурі як інструмент для дослідження параметрів парогазової фракції у кавітуючому потоці від виникнення до затухання кавітації. Автори провели дослідження, спрямовані на вивчення умов для створення кавітації з зародків-бульбашок, які потрапляють до ділянки низького тиску у потоці. В роботі зазначено, що феномен залежить від міцності кавітаційних зародків або їх концентрації у воді.

Авторами Лі та ін. [8] також було досліджено вплив геометричних параметрів робочої камери на створення умов для утворення кавітаційних мікробульбашок у трубках Вентурі. Були проведені чисельні та експериментальні дослідження. Для ідентифікації кавітаційного режиму використовували гідрофон та високошвидкісну камеру. Авторами підтверджено, що геометрія трубки Вентурі впливає на перепад тиску. Причому в режимі кавітації ΔP збільшується лінійно зі зменшенням кавітаційного числа, а максимальне значення числа кавітації залишається сталим незалежно від геометрії труби Вентурі. Малий кут розширення дифузора призводить до утворення значної кількості мікробульбашок. Їх кількість зростає зі збільшенням додаткового опору потоку та концентрації розчиненого газу.

Бранхарт та інші [9] наводять детальний аналіз механізмів кавітації та відривання парових бульбашок, а також їх впливу на роботу Вентурі-насадки. Автори обговорюють різні режими потоку, умови виникнення кавітації та її розвиток, а також можливі способи зменшення негативних ефектів на обладнання. Лонг та інші [10] зосередились на вивченні глобальної динаміки кавітації в трубі Вентурі. Вони провели серію експериментів, спрямованих на аналіз зображень різних стадій кавітації. З їхніх досліджень випливає, що довжина каверни виявляє значні зміни з часом, що свідчить про складну динаміку процесу. Ці коливання довжини каверни пов'язані з періодичним відривом та колапсом каверни, що підкреслює важливість врахування часо-

вої змінності під час аналізу кавітаційних явищ. Крім того, вони встановили, що динаміка каверни значно залежить від робочих умов, таких як кавітаційне число та витрата рідини, що підкреслює важливість управління цими параметрами для ефективного контролю кавітації в системі.

Фанг та інші [11] досліджували особливості життєвого циклу парової фази в трубах Вентурі з використанням числових методів моделювання. Дослідники виявили, що механізм відриву порожнини в реакторі Вентурі включає три основні етапи: формування та зростання кавітаційної порожнини, її відрив від стінки реактора та колапс. Було встановлено, що геометрія реактора, зокрема кут розширення дифузора, суттєво впливає на процес відриву порожнини. Більший кут розширення сприяє більш стабільному відриву порожнини.

Кулдіп та інші [12] оптимізували структурні характеристики різних типів трубок Вентурі (таких як щільні, круглі та еліптичні) і прийшли до висновку, що оптимальною геометрією для кавітаційної діяльності є звужена циліндрична ділянка зі співвідношенням між довжиною і діаметром 1:1. Авторами було встановлено, що витрата рідини залишається майже незмінною незалежно від змін тиску на виході, в той час як відношення тисків та кавітаційне число були лінійно пов'язані. Кавітація спостерігалася при критичному відношенні тисків 0,89 та критичному кавітаційному числі 0,99. При цьому довжина порожнини залежала від співвідношення тисків або кавітаційного числа, а не від тиску на вході. Виявилось, що зміна структури кавітаційної хмари та параметрів каверни залежить від співвідношення тисків. Водночас, за умови коли це співвідношення є вищим від 0,47, структура кавітаційної ділянки мало залежить від тиску на вході. За нижчих значень навпаки.

Автори [13] здійснили комплексне дослідження кавітаційних явищ у трубах Вентурі з різною геометрією, використовуючи поєднання експериментальних та числових методів. Для моделювання кавітаційних потоків вони використовували двофазову змішану модель, яка продемонструвала високу узгодженість з експериментальними даними. Автори доводять вплив кута розширення дифузора на інтенсивність процесу кавітації. На підставі зібраних даних дослідники розробили емпіричну модель для прогнозування довжини кавітаційної порожнини у трубах Вентурі. Результати засвідчили, що більший кут конвергенції підсилює продуктивність кавітації, але вимагає більше енергії.

У дослідженнях [14] вивчали вплив кута дифузора на особливості колапсу бульбашок. Було встановлено, що збільшення кута розширення дифузора підвищує ймовірність формування дрібних бульбашок у каналі Вентурі. Дослідники вважають, що потрібно детальніше дослідити вплив інших геометричних параметрів, таких як довжина звуженої циліндричної ділянки та її співвідношення до діаметру, на процеси кавітації та утворення бульбашок у каналах Вентурі. Загалом,

результати цих досліджень надають важливу інформацію в контексті оптимізації конструкцій та експлуатації пристроїв на базі ефекту Вентурі.

Стаття [15] присвячена числовому моделюванню труби Вентурі з використанням програмного забезпечення ANSYS. Дослідження були спрямовані на вивчення впливу довжини конфузornoї та дифузornoї ділянок труби Вентурі на кавітаційні характеристики при різних робочих тисках. Це дозволило авторам визначити вплив довжини циліндричної ділянки на об'єм кавітаційної ділянки та турбулентну кінетичну енергію потоку. Згідно з отриманими даними, коротші ділянки спричиняють утворення більших об'ємів парогазової фази при вхідних тисках 0,8 МПа та 1,2 МПа. Також було встановлено, що збільшення довжини циліндричної ділянки підвищує величину турбулентної кінетичної енергії в її межах. Отримані результати свідчать про те, що збільшення довжини звуженої роздільної ділянки призводить до зростання турбулентної кінетичної енергії. Важливими є результати, що стосуються масового потоку та максимальної швидкості в межах вузької ділянки для різних довжин та вхідних тисків. Геометрією внутрішнього каналу робочої камери можна регулювати інтенсивність кавітації в процесі обробки технологічного середовища. Це є важливим аспектом забезпечення ефективності та стабільності обробки технологічного середовища. З іншого боку, кавітаційні ефекти впливають на процеси змішування позитивно, хоча за певних умов може спостерігатись зниження продуктивності або нестабільність процесів. Важливим також є те, що регулюванням інтенсивності кавітації можна зменшити витрати енергії, через оптимізацію втрат внаслідок зміни конфігурації моделі. Тобто коректне регулювання кавітаційних параметрів дозволяє досягти достатньо-раціонального впливу на технологічне середовище, забезпечити якість обробки та стабільність роботи обладнання. Інтенсивність кавітації можна регулювати кількома способами. Насамперед це зміна тиску чи продуктивності помпи. Інший метод базується на корекції геометрії труби Вентурі (зміна діаметру горловини або кута конфузора чи дифузора, довжини робочих ділянок). Доцільним є встановлення перешкоди на вході в апарат з можливістю зміни його положення вздовж конфузора. Це дозволить регулювати швидкість та тиск в межах апарату та створювати сприятливі умови для формування парогазової фракції за менших об'ємних характеристик насоса. В таких конструкціях важливим є питання раціональних форми і розмірів перешкоди, її положення по відношенню до горловини.

Основна частина

У дослідженнях створювали моделі кавітаційних апаратів відповідно до поставленої мети. Основні завдання полягали у забезпеченні умов, які дозволяють

регулювати інтенсивність кавітаційного впливу на систему в процесі обробки технологічних середовищ різного дисперсного складу та в'язкості. На рис. 1 показані твердотільні моделі досліджуваних кавітаційних апаратів статичного типу в яких передбачено встановлення перешкод різної форми на вході в конфузور з метою регулювання гідродинамікою потоку та забезпечення необхідної швидкості на вході в горловину та створення умов для стабільної кавітації.

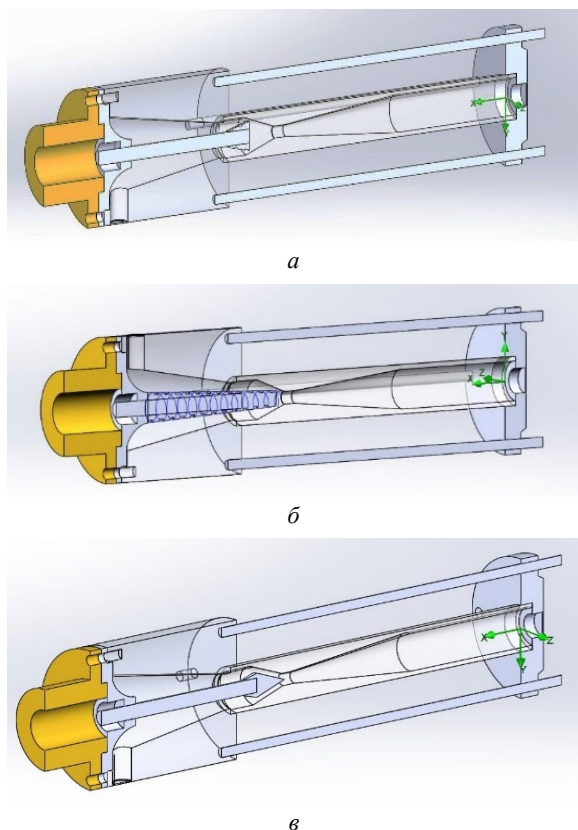


Рис. 1. Твердотільні моделі кавітаційних апаратів: *a* – з перешкодою у вигляді конуса; *b* – з перешкодою у вигляді шнека; *v* – перешкодою у вигляді подвійного конуса

Моделі мали постійний діаметр горловини, конусності конфузора та дифузора. Також було враховано особливості конфігурації вхідної ділянки пристрою (рис. 2), яка має специфічну форму.

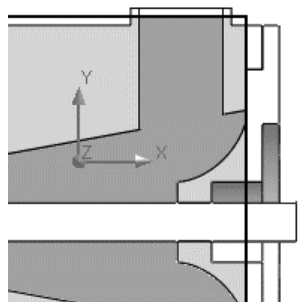


Рис. 2. Конфігурація вхідної ділянки

Чисельне моделювання та аналіз результатів

Моделювання виконували з використанням модуля Flow Simulation, інтегрованого в програмний пакет SolidWorks. Основою математичного опису процесів слугували рівняння Нав'є-Стокса, що формалізують закони збереження маси, імпульсу та енергії для потоків, з опцією кавітація. У даному контексті під терміном “рідина” маються на увазі як рідини, так і гази. Рівняння Нав'є-Стокса доповнювалися рівняннями стану, які визначають фізичні властивості рідини, а також емпіричними залежностями густини, в'язкості та теплопровідності від температури (див. рівняння 1–4).

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i \right) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial n_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H, \quad (3)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}, \quad (4)$$

де u – швидкість рідини; ρ – густина рідини; S_i – зовнішні масові сили, що діють на одиницю маси середовища.

$$S_i = S_i^{porous} + S_i^{gravity} + S_i^{rotation}, \quad (5)$$

S_i^{porous} – опір пористого тіла; $S_i^{gravity} = -\rho q_i$ – сила гравітації; $S_i^{rotation}$ – відцентрова сила; h – ентальпія; Q_H – тепло в одиниці об'єму; τ_{ik} – тензор в'язких зсувних напружень; q_i – тепловий дифузійний потік.

Ключовими аспектами моделювання були геометрія потоку, а також граничні та початкові умови, які суттєво впливають на результати. Геометрія визначає форму та розмір області моделювання, а граничні умови задають взаємодію потоку з її межами. Розрахунки виконували в певній послідовності. Спершу у SolidWorks створювали твердотільну модель об'єкта та проектували оболонку для внутрішнього потоку рідини, визначаючи геометричні умови, які впливають на гідродинамічну обстановку. Операція Revolved Boss/Base дозволила швидко і точно створити геометрію труби шляхом обертання профілю навколо осі. В результаті була отримана базова модель, готова для подальшого гідродинамічного аналізу. У модулі Flow Simulation формували проєкт моделювання, де задавали основні параметри, такі як тип потоку (внутрішній

чи зовнішній), тип рідини, активували опція кавітація. Далі встановлювали граничні умови, зокрема вхідні та вихідні параметри, умови на стінках (адгезійні чи ковзаючі). На наступному етапі визначали параметри для аналізу, зокрема швидкість потоку, тиск, температуру, відносний об'єм парогазової фракції. Після запуску обчислень Flow Simulation розв'язував рівняння Нав'є-Стокса та пов'язані рівняння для заданих умов. Завершальним етапом був аналіз результатів, включаючи візуалізацію потоків, графіки розподілу тиску, швидкості та відносного об'єму парогазової фракції. Як робоче середовище у проєкті була обрана вода, завдання – внутрішнє, без порожнин, із гладкими адіабатичними стінками.

Роздільна здатність сітки була встановлена на рівні 5, що забезпечує оптимальний баланс між точністю результатів і обчислювальними витратами. Мінімальний розмір прохідного перерізу моделі визначено діаметром горловини (0,1 м). Граничні умови: на вході – тиск 0,35–0,7 МПа і температура 293 К, на виході – об'ємна витрата 0,0017–0,005 м³/с і температура 293 К. Основними цілями моделювання були визначення швидкості, тиску та відносного об'єму парогазової фракції. Аналіз зміни швидкостей вздовж конструкцій з перешкодами встановленими у конфузори та їх порівняння з моделлю без перешкоди [22] засвідчив зростання швидкостей в межах ділянки формування парогазової фази (рис. 3).

Найбільші значення, в межах досліджуваних витрат рідини, зафіксовані для моделі із перешкодою у вигляді конуса та конструкції зі шнеком. Встановлення подвійного конуса показало дещо відмінні результати. З врахуванням отриманих результатів чисельних розрахунків (розподілу швидкостей та тисків в межах ділянки формування парогазової фази були обчислені числа кавітації для кожної конструкції та режиму, які наведені в табл. 1, $P_{\text{вх}} = 0,4$ МПа. Аналіз цих результатів показав, що встановлення конічної або шнекової перешкоди дозволяє досягти кавітаційного режиму за менших витрат рідини, оскільки за умов $Q = 0,002$ м³/с в конструкціях з перешкодами число кавітації менше одиниці, а для моделі без перешкоди воно становить 1,16 за такої ж витрати рідини. Отже встановлення перешкоди дозволяє збільшити швидкість і знизити тиск на вході в робочу ділянку та забезпечити кавітаційний

режим і відповідно зменшити загальні енерговитрати системи. За попередніми розрахунками економія становитиме 0,9 МДж за одну годину.

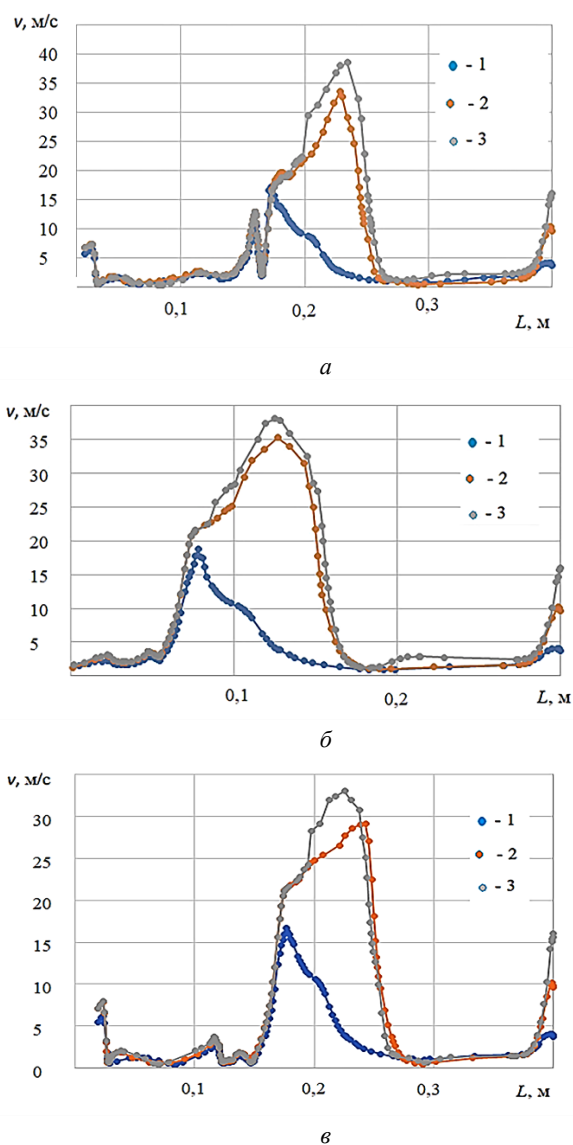


Рис. 3. Зміни швидкості потоку у моделях з перешкодою за умов, $P_{\text{вх}} = 0,35$ МПа; 1 – $Q_{\text{вх}} = 0,0017$ м³/с; 2 – $Q = 0,003$ м³/с; 3 – $Q = 0,05$ м³/с: а – перешкода у вигляді шнека; б – перешкода у вигляді конуса; в – перешкода у вигляді подвійного конуса

Таблиця 1. Результати розрахунку чисел кавітації

Q (м³/с)	σ , модель без перешкоди	σ , модель з перешкодою у вигляді шнека	σ , модель з перешкодою у вигляді конуса	σ , модель з перешкодою у вигляді подвійного конусом
0,00117	2,08	1,96	1,85	1,98
0,002	1,16	0,92	0,89	0,95
0,003	0,89	0,79	0,76	0,82
0,005	0,71	0,63	0,58	0,70

Для конструкцій з перешкодами, зокрема зі шнеком і конусом, розраховані значення чисел кавітації є нижчими за однакових вхідних параметрів потоку порівняно до базової моделі. Встановлені перешкоди також можуть локалізувати кавітаційний процес у певних ділянках конструкції, що може бути корисним, якщо потрібно сконцентрувати ефекти кавітації в певній ділянці для встановлених завдань (наприклад, для очищення, змішування або інтенсифікації хімічних реакцій). Вибір форми і розташування перешкоди дає можливість точніше налаштувати кавітаційний режим. Наприклад, конструкції зі шнеком можуть створювати швидкісні закручені потоки, що впливатиме на тиск і відповідно об'єм парогазової фракції. Перешкоди також можуть створювати додаткові зони зниженого тиску та кавітуючу ділянку. Це дозволить гнучкіше підходити до процесу генерації кавітації, що може бути важливим для досягнення конкретних технічних або промислових цілей.

Результати чисельного моделювання щодо утвореної парогазової фази, об'єм якої є однією з основних характеристик в контексті інтенсивності впливу кавітаційних ефектів на технологічне середовище (рис. 4). Для досліджуваних конструкцій апаратів (рис. 4), зокрема моделі без перешкоди, з встановленою перешкодою у вигляді конуса, шнека, конструкції з подвійним конусом, засвідчують попереднє твердження.

Зокрема, конус, встановлений у конфузори труби Вентурі, забезпечує зростання швидкості потоку рідини на вході в горловину, що призводить до стабільного зниження тиску. Це сприяє створенню умов для активного випаровування рідини та формування кавітаційних бульбашок. Ефективність застосування шнекової перешкоди виявилась трохи нижчою через менше зниження тиску в конфузори. Через це умови для утворення кавітаційних бульбашок стають менш сприятливими. Водночас порівняно з конструкцією без перешкоди значення швидкості вищі а тиску нижчі. Також спостерігається тангенційний рух рідини та ділянки турбулентності, що сприяє формуванню парогазової фази в їхніх межах. Конструкція з подвійним конусом також показала дещо нижчу ефективність у порівнянні з іншими розглянутими варіантами. Подвійний конус створює ділянку зниженої швидкості за ним, що може призводити до зростання тиску на вході у горловину, хоча об'єм парогазової фази в цій конструкції також більший у порівнянні з моделлю без перешкоди. Отже модель з конусом є найбільш ефективною порівняно до моделей зі шнеком і подвійним конусом.

Для порівняння ефективності запропонованих моделей з фокусом на об'ємі сформованої парогазової фракції було визначено абсолютний об'єм, оскільки за однакової сітки (5) крок для обчислень виявився нерівномірним та різним для досліджуваних моделей. Тому для розрахунку абсолютного об'єму парогазової фракції було використано базовий масив нерівновіддалених точок $X(x_1, x_2, \dots, x_n)$, у яких проводилося чисельне моделювання.

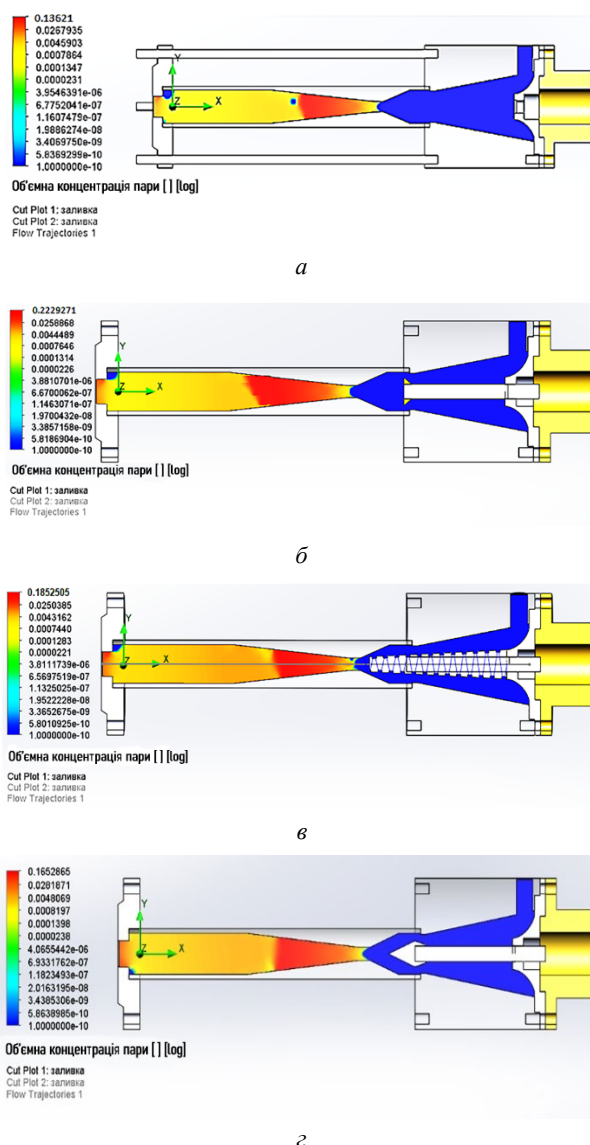


Рис. 4. Розподіл парогазової фази вздовж конструкції. Параметри режиму: $Q = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$, $P_{\text{вх}} = 0,35 \text{ МПа}$: а – труба Вентурі без перешкоди [8]; б – конструкція з перешкодою у вигляді гладкого конуса; в – конструкція з перешкодою у вигляді шнека; г – конструкція з перешкодою у вигляді подвійного конуса

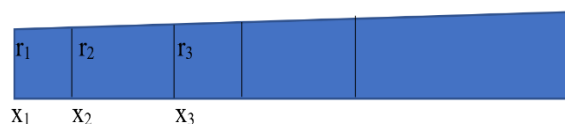


Рис. 5. Дільнка дифузору

Масив значень відносних величин парогазової фракції в цих точках, позначили як $Y(y_1, y_2, \dots, y_n)$. Масив елементарних об'ємів $V(v_1, v_2, \dots, v_n)$, визначали між точками x_i та x_{i+1} вздовж дифузора, де відбувається формування парогазової фази. Об'єми фракції в цих елементарних об'ємах v_{fi} обчислювали за рівнянням $v_{fi} = v_i y_i$.

Загальний об'єм фракції у межах дифузора визначали за рівнянням:

$$Vf = \sum_{i=1}^n v_i \cdot y_i$$

Результати отриманих досліджень наведено на рис. 6–9.

Аналіз гістограм розподілу парогазової фази вздовж дифузора в моделях без перешкоди та зі шнеком показує відмінності, які можна пояснити конструктивними особливостями. Зокрема, для моделі без перешкоди (рис. 6) зростання об'єму парогазової фракції

відбувається поступово та характеризується піком об'єму парогазової фракції, на довжині дифузора $l = 0,16$ м, що та становить $3,0 \cdot 10^{-7}$ м³ в елементарному об'ємі. Слід зазначити, що парогазова фракція утворюється в межах вузької ділянки й швидко зникає поза її межами. На відміну від цього, конструкція зі шнеком (рис. 7) демонструє більші об'єми парогазової фракції, за $l = 0,17$ м пікове значення становить $V_{п.г.} = 8,0 \cdot 10^{-7}$ м³ в елементарному об'ємі. Це можна пояснити тангенціальними потоками сформованими шнековою перешкодою. Для обох конструкцій спостерігається пульсаційний характер розподілу парогазової фракції вздовж дифузора, що підтверджує її кавітаційну природу.

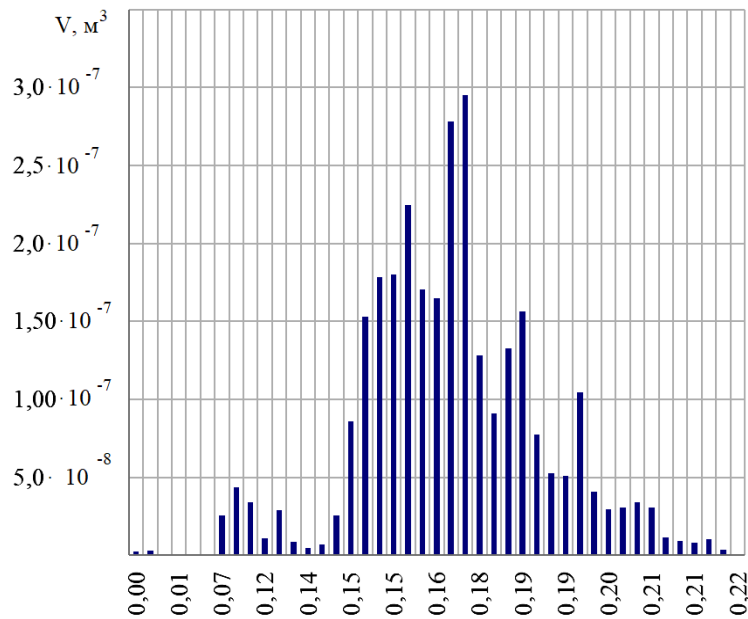


Рис. 6. Гістограма розподілу парогазової фракції вздовж дифузора. Вхідні умови: $Q = 0,003$ м³/с, $P_{вх} = 0,35$ МПа; модель без перешкоди

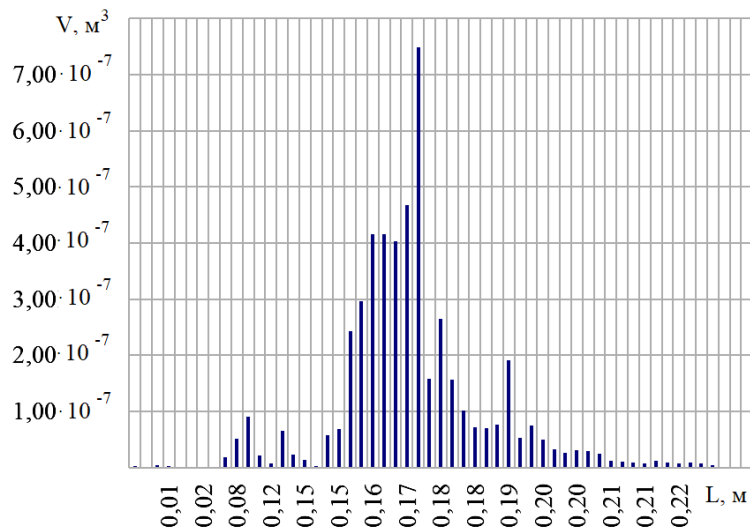


Рис. 7. Гістограма розподілу парогазової фракції вздовж дифузора. Вхідні умови: $Q = 0,003$ м³/с, $P_{вх} = 0,35$ МПа; модель з перешкодою у вигляді шнека

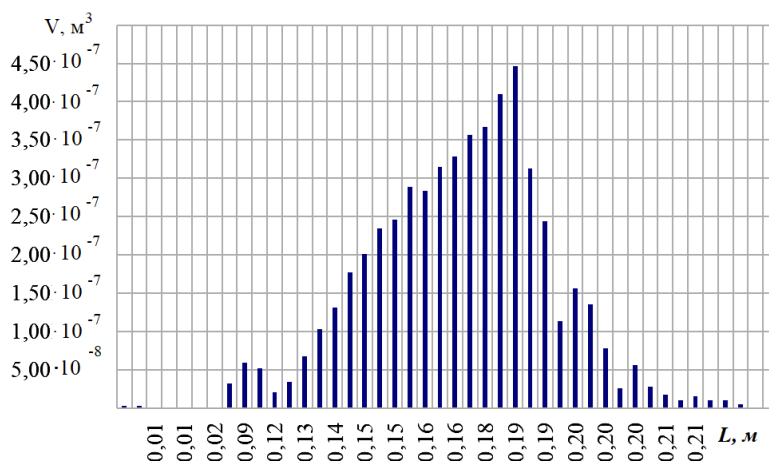


Рис. 8. Гістограма розподілу парогазової фракції вздовж дифузора. Вхідні умови: $Q = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$, $P_{\text{вх}} = 0,35 \text{ МПа}$; модель з перешкодою у вигляді конуса

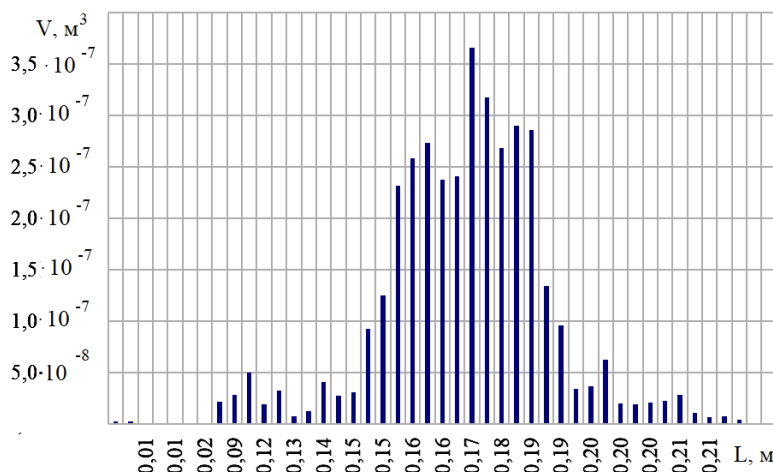


Рис. 9. Гістограма розподілу парогазової фракції вздовж дифузора. Вхідні умови: $Q = 0,003 \text{ м}^3/\text{с}$, $P_{\text{вх}} = 0,35 \text{ МПа}$; модель з перешкодою у вигляді подвійного конуса

Порівняння гістограми розподілу парогазової фракції отриманої для конструкції з конусом (рис. 8) з попередніми двома конструкціями (моделлю без перешкоди та конструкцією зі шнеком) демонструє концентрацію парогазової фракції в межах $V = 4.5 \times 10^{-7} \text{ м}^3$ в елементарному об'ємі ($l = 0,19 \text{ м}$). Це значення знаходиться між піковими значеннями характерними для моделі без перешкоди та конструкції зі шнеком, але характеризується значно ширшим розподілом, оскільки охоплює діапазон від $l = 0,12 \text{ м}$ до $l = 0,22 \text{ м}$. Спостерігається ширший розподіл з плавним зростанням і спадом об'єму парогазової фракції. Отже конус створює умови для більш тривалої та стабільної кавітації в дифузори. Конструкція з подвійним конусом має певні особливості розподілу парогазової фракції в дифузори, що видно на наведеній гістограмі (рис. 9). Пікова концентрація досягається при значенні $l = 0,17 \text{ м}$ з максимальними значеннями $V = 3,5 \times 10^{-7} \text{ м}^3$ в елементарному об'ємі. Це пікове значення нижче за максимальну кон-

центрацію, яку ми бачили в конструкціях зі шнеком чи конусом, але вище, ніж у конструкції без перешкоди. Діапазон розподілу також значно ширший та охоплює ділянку від $l = 0,12 \text{ м}$ до $l = 0,22 \text{ м}$.

Сумування елементарних абсолютних об'ємів парогазової фракції дозволило отримати сумарне її значення для кожної з досліджуваних моделей. Зокрема, для моделі без перешкоди $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 2,93 \times 10^{-6} \text{ м}^3$; для моделі з конусом $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 5,39 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, для моделі зі шнеком $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 4,91 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, для моделі з подвійним конусом $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 3,77 \times 10^{-6} \text{ м}^3$. Отримані дані дозволили оцінити та порівняти розроблені моделі з точки зору інтенсивності формування парогазової фракції яка характеризує інтенсивність кавітації. Звісно, що дослідження потребують детальнішого продовження з врахуванням впливу різних початкових умов та конфігурації перешкод та динаміки й якості парогазової фракції але отримані результати підтверджують доцільність встановлення перешкод з метою забезпечення можли-

вості регулювання інтенсивністю впливу кавітаційних ефектів на технологічні середовища. Тому окрім отриманих результатів, важливою перспективою подальших досліджень є більш детальне вивчення параметрів парогазової фракції, таких як розміри кавітаційних бульбашок, дисперсний розподіл та математичні закономірності їх динаміки. Зокрема, вивчення зміни цих характеристик залежно від числа кавітації та вхідних гідродинамічних параметрів дозволить створити більш точні прогностичні моделі кавітаційного процесу. Це є необхідним для розробки надійних методів контролю і управління параметрами кавітації в різних промислових умовах, де зміна характеристик парогазової фракції може впливати на інтенсивність змішування та ефективність обробки технологічних середовищ.

Висновки

Наведено висновки, сформульовані на основі отриманих результатів досліджень:

1. Чисельне моделювання кавітаційних процесів у моделях з різними типами перешкод показало перспективність удосконалення конфігурації внутрішнього каналу конфузору для регулювання інтенсивністю кавітації, оскільки це сприятиме збільшенню швидкості потоку та зниженню тиску в межах ділянки формування парогазової фракції.

2. Отримані результати чисельних розрахунків щодо умов при яких виникає кавітація у запропонованих моделях показали, що змінюючи конфігурацію внутрішнього каналу конфузору можливо зменшити енергоспоживання системи за рахунок створення кавітаційного ефекту за нижчих витрат рідини. За попередніми розрахунками, використання перешкод дозволяє знизити енергоспоживання системи в межах 0,9 МДж за годину.

3. Результати аналізу чисел кавітації для запро-

понованих моделей за різних вхідних параметрів витрати рідини ($Q = 0,00117\text{--}0,003\text{ м}^3/\text{с}$) та тиску ($P = 0,35\text{ МПа}$) показали, що модель без перешкод характеризується найвищими значеннями ($\sigma = 2,08\text{--}0,71$), а конструкція з конусом забезпечує найнижчі значення ($\sigma = 1,85\text{--}0,58$). Моделі зі шнеком ($\sigma = 1,96\text{--}0,06$) і подвійним конусом характеризується проміжними значеннями чисел кавітації ($\sigma = 1,98\text{--}0,7$).

4. Встановлення перешкод у конфузоре дозволяє збільшити ділянку формування парогазової фракції, що сприятиме стабільнішому кавітаційному режиму. Сумування елементарних абсолютних об'ємів парогазової фракції дозволило отримати сумарне її значення для кожної з досліджуваних моделей. Зокрема, для моделі без перешкоди $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 2,93 \times 10^{-6}\text{ м}^3$; для моделі з конусом $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 5,39 \times 10^{-6}\text{ м}^3$, для моделі зі шнеком $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 4,91 \times 10^{-6}\text{ м}^3$, для моделі з подвійним конусом $V_{\text{п.г.}\Sigma} = 3,77 \times 10^{-6}\text{ м}^3$.

5. На основі порівняння гістограм парогазової фракції вздовж дифузора слід зазначити, що встановлення перешкод також впливає на локалізацію парогазової фракції. Для моделі без перешкоди характерний найменший пік ($3,0 \cdot 10^{-7}\text{ м}^3$) і доволі широкий розподіл. Конструкція зі шнеком забезпечує найвищі концентрації ($8,0 \cdot 10^{-7}\text{ м}^3$) у межах короткої ділянки завдяки інтенсивним тангенційним потокам. Такі моделі доцільно використовувати за необхідності інтенсивного та не тривалого перемішування. Для моделі з конусною перешкодою характерно пікове значення об'єму парогазової фракції в елементарному об'ємі $V_{\text{п.г.}} = 4,5 \times 10^{-7}\text{ м}^3$ і ширшим розподілом порівняно з попередніми. Модель забезпечує стабільний ефект без різких коливань тиску, що є важливим для гідродинамічних систем. Подвійний конус забезпечує піковий об'єм $V_{\text{п.г.}} = 3,5 \times 10^{-7}\text{ м}^3$ в елементарному об'ємі та ширший розподіл, у порівнянні з моделлю без перешкод. Це може бути актуальним для процесів із вимогами до помірного та стабільного кавітаційного впливу.

References

- [1] O. Luhovskyy et al., "Ultrazvukova homohenizatsiya u vyrobnytstvi molochnykh produktiv", *Mech. Adv. Technol.*, vol. 7, no. 2, pp. 179–184, 2023, doi: <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2023.7.2.278901>.
- [2] G. V. Dejnichenko, K. O. Samojchuk, and L. V. Levchenko, "Efektivnist' homohenizatsiyi moloka u pulsatsijnomu homohenizatori", *Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh*, no. 1, pp. 116–121, 2017.
- [3] O. F. Luhovskyy et al., *Aparatne zabezpechennya ultrazvukovykh kavitatsiynykh tekhnolohiy*, Vinnytsya, Ukraine: FOP Kushnir Yu.V., 2021. Available: doi: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/44220>.
- [4] B. Wang, H. Su, and B. Zhang, "Hydrodynamic cavitation as a promising route for wastewater treatment—A review," *Chemical Engineering Journal*, vol. 412, p. 128685, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cej.2021.128685>.
- [5] B. Wang et al., "Hydrodynamic cavitation and its application in water treatment combined with ozonation: A review," *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 114, pp. 33–51, 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jiec.2022.07.031>.
- [6] Vijayan, "Characterization of cavitation zone in cavitating venturi flows: Challenges and road ahead", *Physics of Fluids*, vol. 35, no. 11, 2023, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0171921>.
- [7] A. Simpson and V. V. Ranade, "Modeling hydrodynamic cavitation in venturi: Influence of venturi configuration on inception and extent of cavitation," *AIChE Journal*, vol. 65, no. 1, pp. 421–433, 2019, doi: <https://doi.org/10.1002/aic.16411>.
- [8] K. Sato, K. Hachino, and Y. Saito, "Inception and dynamics of traveling-bubble-type cavitation in a venturi," in *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, vol. 36967, 2003, doi: <https://doi.org/10.1299/kikaib.70.69>.

- [9] M. Li et al., “Study of Venturi tube geometry on the hydrodynamic cavitation for the generation of microbubbles,” *Minerals Engineering*, vol. 132, pp. 268–274, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2018.11.001>.
- [10] M. Brunhart et al., “Investigation of cavitation and vapor shedding mechanisms in a Venturi nozzle,” *Physics of Fluids*, vol. 32, no. 8, 2020, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0015487>.
- [11] X. Long et al., “Experimental investigation of the global cavitation dynamic behavior in a venturi tube with special emphasis on the cavity length variation,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 89, pp. 290–298, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.11.004>.
- [12] L. Fang et al., “Numerical investigation of the cavity shedding mechanism in a Venturi reactor,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 156, p. 119835, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119835>.
- [13] V. K. Saharan, “Computational study of different venturi and orifice type hydrodynamic cavitating devices,” *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, vol. 28, no. 2, pp. 293–305, 2016, doi: [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60631-5](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60631-5).
- [14] H. Shi et al., “Experimental and numerical study of cavitation flows in venturi tubes: From CFD to an empirical model,” *Chemical Engineering Science*, vol. 207, pp. 672–687, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.07.004>.
- [15] L. Zhao et al., “Effects of the divergent angle on bubble transportation in a rectangular Venturi channel and its performance in producing fine bubbles,” *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 114, pp. 192–206, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2019.02.003>.
- [16] E. Brennen, *Cavitation and bubble dynamics*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2014, doi: <https://doi.org/10.1017/CBO9781107338760>.
- [17] Y. Zhang et al., “Fundamentals of cavitation and bubble dynamics with engineering applications,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9, no. 3, 2017, doi: <https://doi.org/10.1177/1687814017698321>.
- [18] S. Xu et al., “Fundamentals of cavitation”, in *Cavitation in Biomedicine: Principles and Techniques*, pp. 1–46, 2015.
- [19] J.-P. Franc and J.-M. Michel, *Fundamentals of cavitation*. Springer Science & Business Media, 2006, doi: <https://doi.org/10.1007/1-4020-2233-6>.
- [20] P. Kumar and R. P. Saini, “Study of cavitation in hydro turbines—A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 374–383, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.024>.
- [21] M. Bermejo, X. Escaler, and R. Ruíz-Mansilla, “Experimental investigation of a cavitating Venturi and its application to flow metering”, *Flow Measurement and Instrumentation*, vol. 78, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2020.101868>.
- [22] S. Barre et al., “Experiments and modeling of cavitating flows in venturi: Attached sheet cavitation”, *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, vol. 28, no. 3, pp. 444–464, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2008.09.001>.

Hydrodynamic and Cavitation Characteristics of Static Models of Apparatuses with Variable Inlet Channel Configurations

D. Vitenko¹ • N. Zvarych¹

¹ Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Abstract. Numerical calculation methods are an effective tool for developing new designs and analyzing and comparing existing designs of cavitation devices. The advantage of these methods is the ability to determine rational hydrodynamic parameters for different models without consuming materials and energy. The issue of improving the designs of cavitation devices to ensure a stable cavitation process and optimize their operation in various technological environments remains relevant today. One of the key aspects is the influence of the geometric characteristics of the device’s internal channel on the formation and distribution of the vapor-gas fraction, which directly affects the efficiency of the cavitation process.

Objective. To analyze the conditions of cavitation occurrence and compare the hydrodynamic parameters and volumes of the vapor-gas fraction in models of cavitation devices with different geometries of the internal channel of the confuser.

Methods. Numerical modeling was performed using the Flow Simulation module with the Navier-Stokes equations, equations of state that determine the physical properties of the fluid, as well as empirical dependences of density, viscosity, and thermal conductivity on temperature.

Results. In all the studied structures with obstacles, a vapor-gas fraction is formed at $Q = 0.002 \text{ m}^3/\text{s}$. Stable cavitation occurs at $Q = 0.003 \text{ m}^3/\text{s}$, with the volume of the formed vapor-gas phase for the model with a cone-shaped obstacle being $V_{v.f.} = 5.39 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ for the structure with a screw $V_{v.f.} = 4.91 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, and for the apparatus with a double cone $V_{v.f.} = 3.77 \times 10^{-6} \text{ m}^3$. For comparison, the volume of the vapor-gas fraction for the model without obstacles is $V_{v.f.} = 2.93 \times 10^{-6} \text{ m}^3$. The analysis of the histograms of the distribution of the vapor-gas fraction along the diffuser shows that installing a cone obstacle increases the volume of the vapor-gas fraction along the diffuser, ensuring a stable cavitation process. The screw obstacle creates localized areas characteristic of pulsations and disruptions. The double cone demonstrates smaller volumes of the vapor-gas fraction and a uniform increase and decrease in concentrations along the diffuser.

Conclusions. The obtained results can be used to improve and implement the design of static devices that ensure a stable cavitation process and optimize their operation under the conditions of certain technological environments.

Keywords: hydrodynamic cavitation, vapor-gas fraction, hydrodynamics, numerical methods, cavitation number.