

Кавітаційне витікання рідини через дросельний пристрій

Т.В. Тарасенко • В.М.Бадах

Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

Received: 18 October 2017 / Accepted: 27 November 2017

***Анотація.** Розглянуті питання дослідження гідродинамічної кавітації у дросельних пристроях. Детально розглянуто фізичну модель виникнення кавітаційних коливань тиску у дросельному пристрої типу насадка Вентурі. На основі фізичної моделі запропоновано аналітичні залежності розрахунку розмаху кавітаційних коливань тиску у дросельному пристрої для використання у технологічних процесах очищення елементів гідравлічної апаратури від забруднень. Виконано аналіз ефективності дросельних пристроїв у якості генераторів для створення кавітаційних коливань тиску.*

***Ключові слова:** гідродинамічна кавітація; каверни; кавітаційні коливання тиску; дросельні канали; візуалізація; кавітаційні характеристики.*

Під час витіканні рідини в гідравлічних системах, якщо потік дроселюється зі значним перепадом тиску, виникає кавітація. В гідроприводах кавітація, як правило, явище небажане. Але можна вказати і на приклади використання цього явища для реалізації функцій керування витратою рідини, генерування коливань тиску, для очищення [8], емульгування рідин, інтенсифікації хімічних реакцій [5]. Важливо зауважить, що корисна функція реалізується в кавітаційному пристрої наявним чином без запровадження допоміжних елементів (кранів, золотників, клапанів та ін.). Для ефективного використання кавітаційних явищ у технологічних процесах необхідно дослідити механізм виникнення кавітаційних пульсацій тиску.

Особливості високочастотних кавітаційних коливань тиску полягають в перетворенні стаціонарного потоку в пульсуючий. В роботі [1] запропоновано механізм самозбудження автоколивань, пов'язаних з пульсацією розмірів осілої кавітаційної каверні в трубці Вентурі. Розглянутому механізмі підвід енергії до коливальної системи обумовлено, по думці авторів, зміною втрат тиску на раптове розширення потоку за кавітаційною каверною в залежності від її розмірів і швидкості рідини в перерізах, де замикається каверна. Частота кавітаційних коливань тиску визначається інерційним опором трубопроводу за трубою Вентурі і податливістю кавітаційної зони в трубці.

В роботі [2] описано механізм коливань тиску, що генерується періодичною відривною кавітацією в проточній частині трубки Вентурі.

У статті запропонована модель генерування кавітаційних коливань тиску, яка заснована на моделі дискретного струменю. Модель враховує вплив на коливання тиску повітря, що виділилося в зоні кавітації, а також додатковий розгін струменю рідини із-за виникнення в ній розривів.

Про структуру кавітаційних струменів у дросельних пристроях можна тлумачити на основі аналізу кінограм, які виконані із частотою зйомки порядку 10^5 с. Схематично зародження кавітаційної зони може бути представлено наступною спрощеною схемою (рис. 1). Каверни виникають у потоці рідини, що витікає через насадок Вентурі у момент зменшення тиску у стисненому перерізі. У цьому перерізі тиск падає до тиску „порогу” кавітації [11]. Тиск „порогу” кавітації дещо перевищує тиск насичених парів рідини внаслідок перенасичення робочої рідини „ядрами” кавітації у вигляді мікроскопічних бульбашок вільного повітря (розміри порядку 10 мкм.). Каверни локалізуються у центрі вихорів, що генеруються у застійній області, і зносяться вниз по потоку. Із збільшенням швидкості течії рідини через насадок збільшуються вихорі у застійній зоні і збільшується кількість каверн, що мігрує вниз по потоку. Об'єм газової фази постійно збільшується внаслідок сепарації газових бульбашок і дегазації рідини. Так утворюються газові пробки, які переходять у транзитний струмінь і ділять його на частини. Струмінь набуває „дирчату” структуру (рис. 2).

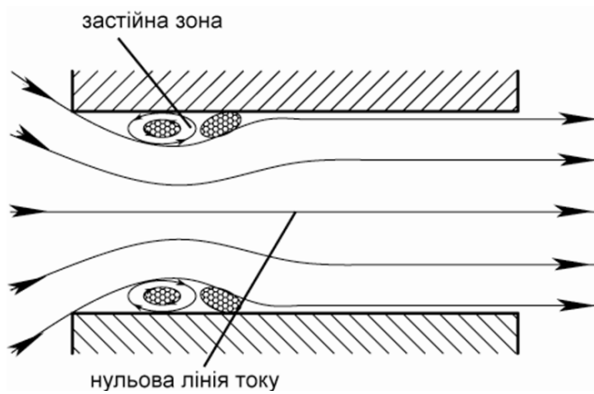


Рис. 1. Схема утворення початкової стадії кавітаційної зони у насадку Вентурі

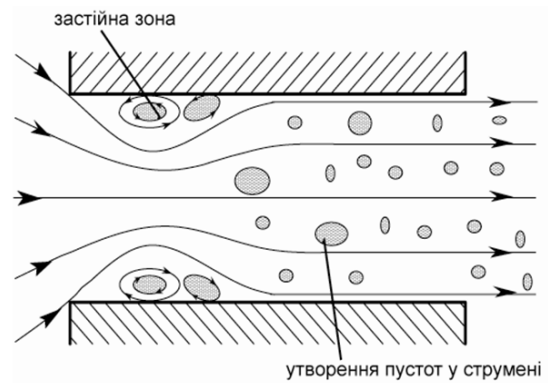


Рис. 2. Утворення повітряних каверн у потоці робочої рідини

Розриви суцільності або стискають переріз струменю, або переривають струмінь повністю (рис. 3). Швидкість струменю при стабільному значенні витрати зростає до значення, яке відповідає перепаду $\Delta p_{кр} = p_{вх}^{abc} - p_{кав}$. На границі кавітації швидкість витікання буде відповідати перепаду тиску $\Delta p = p_{вх} - p_{вих}$.

У перерізах потоку, де суцільність течії відновлюється швидкість потоку знову набуває значення, яке мала на границі кавітації (рис.3.). Частка повітря, яке виділилось настільки мала (десяті частки відсотка), що це не впливає на швидкість течії у межах відновленого потоку.

Каверни з повітрям потрапляють у зону відновлення статичного тиску і починають інтенсивно захлопуватись. Вільне повітря у бульбашці раптово переходить у робочу рідину. Струмінь рідини у момент замикання каверни набуває прискорення, і відбувається співударяння сусідніх об'ємів рідини один по одному, що супроводжується значними пульсаціями тиску в об'ємі рідини, що протікає через насадок, а також, локальними збільшеннями тиску і температури рідини у мікро об'ємах.

На зрізі насадка Вентурі, який встановлено у циліндричному каналі, виникає застійна зона, яка виникає внаслідок нерівномірного розподілення поля швидкостей по перерізу каналу. У цій зоні генеруються потужні тороїдальні вихрові структури. У центрі даної вихрової структури зосереджено повітря. Дані вихрові структури відносяться транзитним потоком і бульбашки повітря, що розташовані в середині вихору, починають захлопуватись, що спричиняє значні збурення тиску рідини у потоці (рис. 4).



Рис. 3. Схема повного розриву струменю у циліндричному насадку

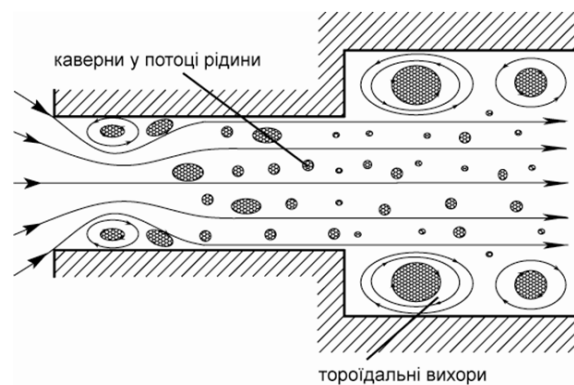


Рис. 4. Схема утворення вихрових структур на зрізі насадка Вентурі

Характерна особливість кавітаційного витікання рідини полягає в тому, що витрата рідини через дросельний пристрій стабілізується з моменту початку критичного перепаду тиску [7]. На рис. 5 показано витратні характеристики досліджуваних дросельних пристроїв: із конфузorno-дифузornoним каналом (крива 1), насадок Борда (крива 2), циліндричний насадок (крива 3), прямокутний канал (крива 4), діафрагма (крива 5). Вимірювання виконано при постійному вхідному і змінному вихідному тисках.

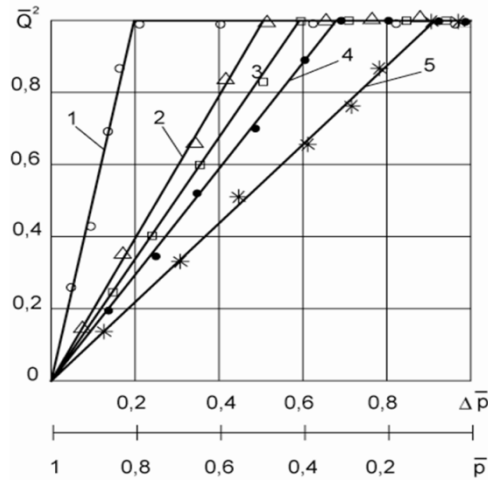


Рис. 5. Кавітаційні характеристики витікання рідини АМГ-10 через дросельні пристрої (1 – насадок конфузорно-дифузрного типу; 2 – насадок Борда; 3 – циліндричний насадок; 4 – насадок ізпрямокутним каналом; 5 – діафрагма)

Візуальні спостереження за течією рідини у дроселі із прямокутним каналом дозволяють спостерігати за змінами у структурі кавітаційного потоку. У діапазоні перепадів тиску $0 < \Delta \bar{p} < 0,31$ ($p_{ex}^{abc} = 1,06$ МПа, $Re = 2620$) потік вздовж усього каналу має прозорий вигляд. Але зниження тиску за кавітаційним генератором приводить до викривлення ліній току рідини на вхідній ділянці дросельного каналу і переходу від безвідривної течії до відривної. Застійні області у потоці за вхідними крайками стають видимими при $Re > 2620$. У об'ємі застійних областей малими бульбашками газу виділяються вихорі. Перші розриви суцільності в потоці виникають при перепаді тиску $\Delta \bar{p} = 0,58$ ($Re = 4855$). Картина течії, що відповідає початку кавітації приведена на рис. 6. Зйомка виконана у відзеркаленому світлі із експозицією $f_e = 2 \cdot 10^{-3}$ с.

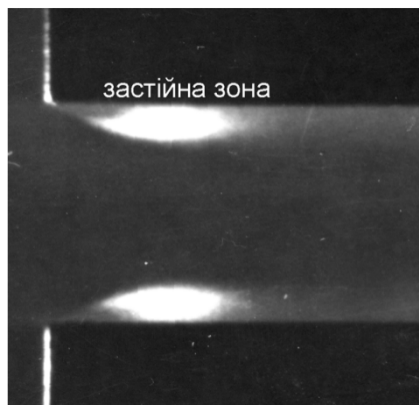


Рис. 6. Утворення застійних зон у потоці рідини $\Delta \bar{p} = 0,58$; збільшення 23 кратне

Перебудова у структурі потоку, що проявляється у виникненні на стінках каналу за вхідними крайками бульбашок газу, відбувається при $\Delta \bar{p} = 0,64$. Вихровими течіями бульбашки переміщуються вздовж каналу і виносяться потоком. Із збільшенням перепаду тиску до $\Delta \bar{p} = 0,70$ окремі розриви суцільності зливаються і створюють приєднані каверни.

У момент зародження кавітації приєднані каверни нестационарні. Енергії потоку не вистачає для стійкого відриву струменю від стінок каналу, що викликає періодичне руйнування каверн зворотними течіями. Із виникненням приєднаних каверн у ядрі потоку виникають розриви у вигляді факелів, що відносяться течією. При перепадах тиску $\Delta \bar{p} = 0,70$ ($Re = 5425$) приєднані каверни набувають стійкості, а потік поміж ними розвивається факелоподібними прошарками.

Потік залишається суцільним тільки на вхідній ділянці. У діапазоні перепадів тиску $\Delta \bar{p} = 0,71 - 0,90$ протяжність зони кавітації збільшується при незмінній її структурі. На рис. 7 показано динаміку розвитку кавітаційної зони за плоским дроселем.

У діапазоні ступеня розвитку кавітації $0,94 > \overline{\Delta p} > 0,70$ спостерігається режим розвинутої кавітації у дросельному каналі (приєднана каверна замикається на стінках дроселя). У зливному каналі спостерігається утворення вихрових структур, які візуалізуються газовою фазою. Пониження протитиску сприяє розповсюдженню кавітаційної зони по потоку і збільшенню діаметрів вихорів. Не спостерігається витікання гомогенного двохфазного потоку. Кавітаційна зона являє собою сукупність каверн, що взаємодіючи переміщуються по потоку. Кавітація у самому дросельному каналі є джерелом зародків каверн у вигляді бульбашок нерозчиненого повітря.

Суперкавітаційний режим витікання (рис. 7, з) відбуваються при відносному перепаді тиску $\overline{\Delta p} > 0,94$. Приєднана каверна виходить за межі дросельного каналу і у зливному каналі спостерігаються процеси розвитку і руйнування каверн, що переміщуються, а також, вентиляція приєднаної каверни аналогічно розвинутої кавітації у дросельному каналі. Встановлено внаслідок аналізу кінограм, що на початковій стадії кавітації ($\overline{\Delta p} = 0,58 - 0,69$) частота виникнення каверн коливається у межах від 10 кГц до 100 кГц. Із пониженням протитиску кількість бульбашок у зоні кавітації зростає. При детальному розгляді зображень зони кавітації притягує до себе увагу специфічний характер деформації каверн у процесі росту і руйнування. Форма каверн в усіх випадках відрізняється від сферичної і не повторюється.

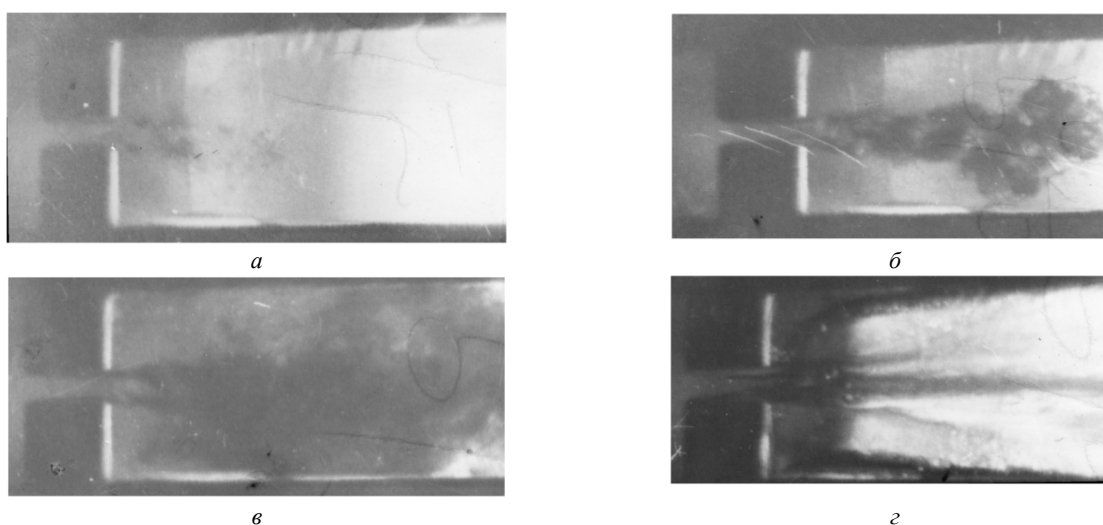


Рис. 7. Структура кавітаційної зони за прямокутним дроселем
(а – $\overline{\Delta p} = 0,71$; б – $\overline{\Delta p} = 0,80$; в – $\overline{\Delta p} = 0,90$; г – $\overline{\Delta p} = 0,98$)

Особливістю розвинутих стадій кавітації є те, що поряд із квазістійкими приєднаними кавернами у потоці виникають каверни, що рухаються, несферичної форми. При візуальному спостереженні каверни, що рухаються мають вигляд факелоподібних прошарків Б, що розмивають потік поміж приєднаними кавернами А (рис. 8, б). Струмінь рідини, що відривається на вхідних крайках дроселя, має додатковий розрив у шарі, що розділяє потік і приєднані каверни. У фазі росту спостерігається одночасне витягування каверни по потоку і зростання її поперечного перерізу. Максимальна довжина такої каверни досягає довжини кавітаційної зони, а потік може розірватись по всьому живому перерізу. Внаслідок цього канал дроселя періодично перекривається парогазовими пробками. Причому дані парогазові пробки представляють собою вихрові структури (рис. 8, а – б). У дросельному каналі утворюється два вихори, які рухаються у напрямку зливу. Дані вихори утворюються внаслідок того, що каверни, рухаючись у область відновленого тиску починають деформуватись. Деформація відбувається із хвоста каверни. Хвіст скорочується, збільшуються поперечні розміри каверни, виникає нерівномірне поле швидкостей і дросельному каналі. У дросельному каналі насадка має місце низький тиск, тому вихрові структури у дросельному каналі, за рахунок свого обертання, відцентровою силою зрівноважують тиск на виході насадка. Режим течії рідини набуває снарядного характеру (реалізується дискретна течія). Частота перекриття газowymi пробками прохідного перерізу струменю становить 5 кГц для $\overline{\Delta p} = 0,81$.

Аналіз фотознімків кавітаційної зони дозволяє зробити певні висновки. Частота виникнення каверн складає 10 – 30 кГц. При витіканні струменю у область відновленого тиску, спостерігається утворення значних вихрових структур. Причому при збільшенні протитиску кавітаційна зона виходить за межі дросельного каналу (рис. 9 а, б). Це є наслідком взаємодії струменя, що має значну швидкість із рідиною, яка протікає у області відновленого тиску. Так, як струмінь має більшу швидкість ніж рідина у зливному каналі, то спостерігається нерівномірний розподіл швидкостей по поперечному перерізу зливного каналу. Це сприяє утворенню вихрових структур. У центрі вихору спостерігаються бульбашки повітря, які захоплюються у зливному каналі, що

спричиняє пульсацію тиску. Частота захопування вихрових структур у зливному каналі залежить від значення протитиску і швидкості струменю. Так для $\overline{\Delta p}=0,75$ частота становить від 8 до 12 кГц.

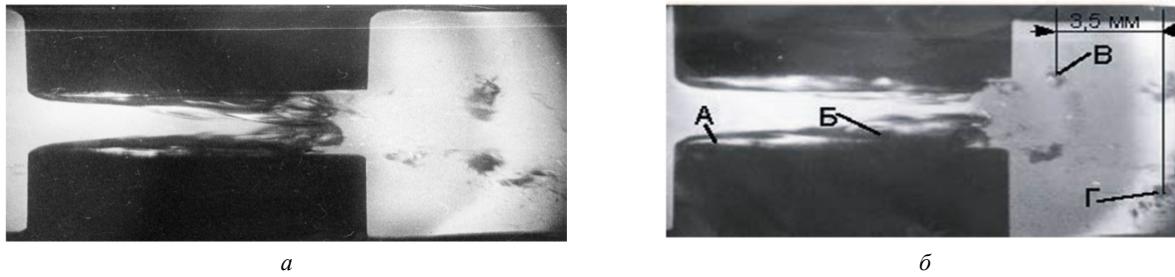


Рис. 8. Вихвіструктури у зоні відновленого тиску (а - $\overline{\Delta p}=0,75$; б - $\overline{\Delta p}=0,76$)

У випадку розвинутої кавітації у дросельних каналах реалізується течія із додатковим звуженням і розпадом струменю на окремі об'єми. Внаслідок додаткового стиснення і подрібнення на окремі блоки, потік у межах кавітаційної зони має імпульсне прискорення, а потім гальмується [10].

Встановлено характер розповсюдження кавітаційного факела по довжині дросельних каналів різних типів. При виникненні кавітації у трубі Вентурі, спостерігається поступове розповсюдження кавітації по довжині проточного каналу. Причому з моменту стабілізації витрати спостерігається стрибкоподібне зменшення тиску у контрольних перерізах труби Вентурі. І навпаки, у насадці Вентурі спостерігається миттєве розповсюдження кавітації на всю довжину дросельного каналу. З моменту стабілізації витрати спостерігається стрибкоподібне зменшення тиску в середині каналу.

На основі проведених досліджень було побудовано фізичну модель кавітаційних коливань тиску [6]. Дана модель базується на використанні теореми Борда. Використання теореми Борда до розривів течії обґрунтовується тим, що в її основу покладено теорему імпульсів, використання якої доцільно і у випадку руху дискретних мас рідини. Припускаємо, що границі кавітаційної зони мають вигляд плоских перерізів. Перерізи для запису рівнянь позначені відповідно 1-1 та 2-2 (рис. 3). Суцільність рідини до перерізу 1-1 ще не порушується, а в перерізі 2-2 повторно відновлюється. В усіх точках кавітаційної зони тиск рівний тиску порога кавітації $p_{\text{кав}}$.

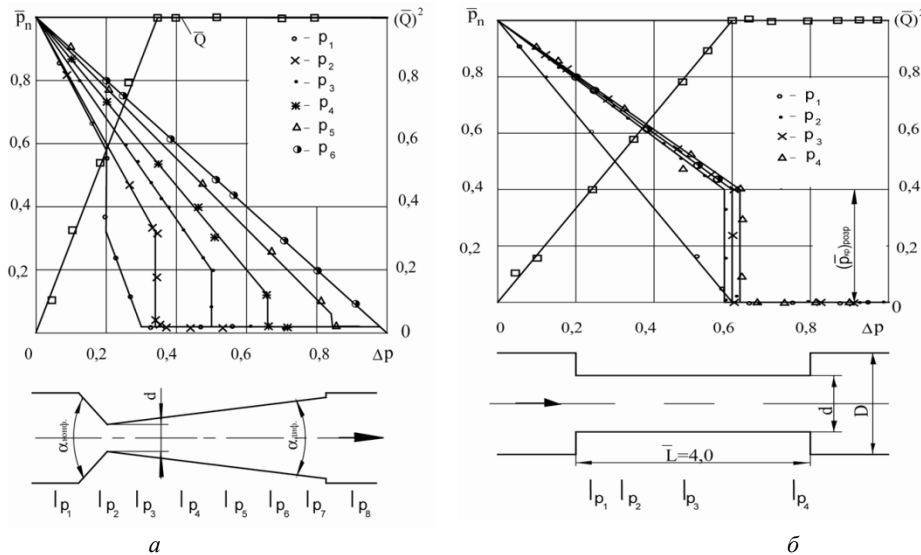


Рис.9. Кавітаційна характеристика і розподіл тиску у дросельних пристроях при кавітаційному витіканні рідини а – труба Вентурі; б – насадка Вентурі

Швидкості течії рідини на границях зони кавітації $V_{\text{ст}}$ і $V_{\text{стаб}}$ розглядається як середньо витратні і визначаються із рівняння витрати. При за критичних режимах кавітації середня швидкість течії дискретних об'ємів в зоні кавітації збільшується від $V_{\text{ст}}$ до V^* , а в перерізі 2-2 потік гальмується від V^* до $V_{\text{стаб}}$. Експериментально миттєві значення середньої швидкості визначаються по розшифруванні кінограм.

По мірі збільшення перепаду тиску збільшується протяжність зони кавітації і ступінь прискорення потоку. Таким чином різниця тисків $p_{\text{вих_кр}} - p_{\text{вих}}$ характеризує ступінь двофазності потоку і ступінь прискорення дискретного струменю.

Прирівнюючи кількість руху рідини у відсіку поміж перерізами 1-1 і 2-2 (рис. 3.), імпульсу головного вектора поверхневих сил, отримаємо:

$$\delta p_M = \rho a(\bar{p}) V_{\text{стаб}} \left(\frac{V^*}{V_{\text{стаб}}} \Delta \bar{\omega} - 1 \right)$$

де $a(\bar{p})$ – швидкість розповсюдження пружної хвилі у рідині; ρ – густина рідини; $\Delta \bar{\omega}$ – ступінь дискретності струменю; δp_M – розмах кавітаційних коливань тиску.

$$a = \frac{a_{\text{рід}}}{\sqrt{1 + \frac{\bar{Q}_{\text{п.г}} \rho a_{\text{рід}}^2}{kp}}};$$

де $a_{\text{рід}}$ – швидкість поширення пружної хвилі у рідині; $\bar{Q}_{\text{п.г}}$ – об'ємний вміст парогазової фази, приведений до атмосферних умов; ρ – густина рідини; k – показник адиабати; p – тиск на вході у дросельний пристрій

Розгін струменю створює умови для генерування потужних ударних імпульсів в потоці за кавітаційною зоною. Максимальне значення швидкості розгону кавітаційного струменя для $p_{\text{вх}} = 20$ МПа при $\Delta \bar{p} = 0,99$ складає $V^* = 238$ м/с. При таких умовах при раптовому розширенні з певною періодичністю генеруються потужні пульсації тиску. Демпфування пульсації тиску відбувається за рахунок аерації потоку по мірі його розгону. Вміст повітря по мірі зростання перепаду тиску збільшується. Швидкість поширення ударної хвилі може із-за аерації суттєво зменшитися (рис. 10).

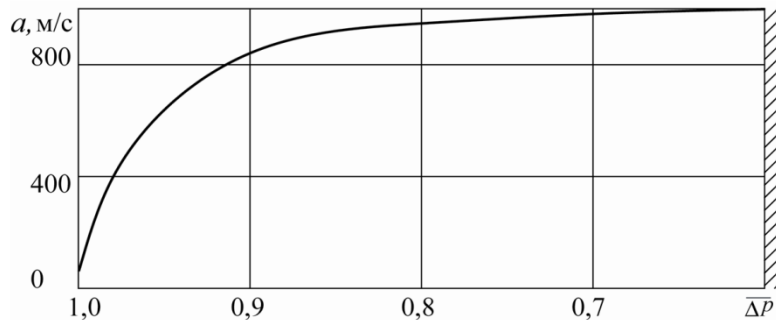


Рис. 10. Теоретична залежність швидкості розповсюдження пружної хвилі при кавітаційному витіканні від відносного перепаду тиск

Представлена модель дискретного кавітаційного потоку, який має місце при кавітаційних режимах течії у дроселях, дозволяє пояснити широкий (від 40 Гц до 200 кГц) спектр кавітаційних коливань тиску.

Дросельні насадки, що працюють в кавітаційному режимі створюють широкий (від 40 Гц до 20 кГц) спектр кавітаційних коливань тиску[9]. На рис. 11. представлено осцилограму коливань тиску, за конфузorno-дифузornoним насадком, що працює в кавітаційному режимі.

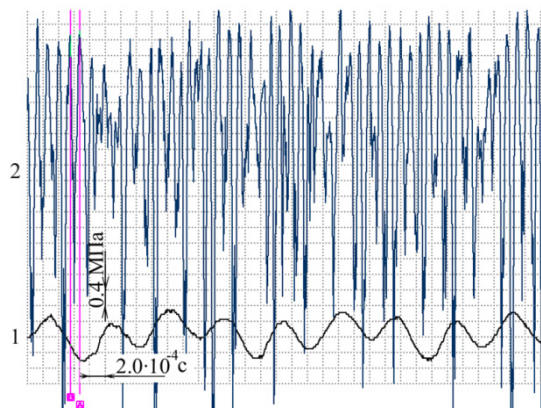


Рис. 11. Кавітаційні коливання тиску за конфузorno-дифузornoним насадком ($\Delta p = 0,95$; $p_{\text{вх}} = 10$ МПа; $\delta p_M = 8,66$ МПа); канал 1 – насосні пульсації тиску; канал 2 – пульсації тиску за насадком (датчик встановлено на відстані 18 см від зрізу насадка)

На рисунку приведено спектр насосних коливань тиску (1) і спектр кавітаційних коливань тиску генератора (2). Як було з'ясовано вище, спектр кавітаційних коливань (пульсацій) тиску має негармонійний характер [2] на відміну від насосних пульсацій. На спектрі насосних пульсацій спостерігаються два максимуми, які відповідають частотам 442 Гц і 1342 Гц.

Спостерігається наступна тенденція: із зменшенням безрозмірного перепаду тиску енергетичні максимуми амплітуд спочатку збільшуються ($\overline{\Delta p}=0,90$), потім починають зменшуватись ($\overline{\Delta p}=0,80 - 0,60$), причому частоти енергетичних максимумів із збільшенням протитиску зміщуються у бік високих частот. Зменшення інтенсивності енергетичних максимумів кавітаційних коливань тиску при зменшенні безрозмірного перепаду тиску пояснюється тим, що із зростанням протитиску зменшується перепад тиску на вході і виході дросельного пристрою, це призводить до зменшення швидкості витікання рідини, і до зменшення кавітаційного факела. Із збільшенням протитиску кавітація „придушується”.

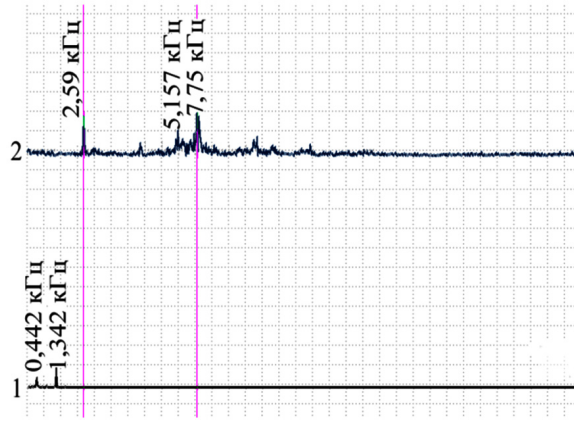


Рис. 12. Спектральні характеристики конфузорно-дифузорного насадка ($\overline{\Delta p}=0,95$; $p_{\text{вх}}=10$ МПа)

На рис. 12. зображено спектр кавітаційних коливань тиску генератора типу конфузорно-дифузорний насадок. Максимуми спектру відповідають частотам 2,929 кГц; 4,934 кГц; 7,812 кГц; 15,47 кГц; 18,4 кГц; 21,02 кГц. Несучими частотами є частоти 4,934 кГц і 7,812 кГц. При збільшенні протитиску збільшується інтенсивність максимумів у високочастотній області спектрограми. Дану тенденцію представлено на рис. 13. Низькочастотна складова кавітаційних коливань тиску (400 – 800 Гц) є наслідком модуляції плунжерної частоти насоса із частотою сходу дискретних мас рідини. Високочастотна складова спектра (1–10 кГц) кавітаційних коливань тиску формується, здебільшого, в результаті співударянь дискретних мас рідини із загальмованим потоком рідини (так званий „снарядний” рух рідини). „Снарядний” рух дискретного струменя створює потужні пульсації тиску, їх амплітуда сягає 0,5 – 0,8 тиску живлення генератора. При співударянні дискретних мас рідини виникає захоплення мікрокаверн, що знаходяться у об’ємі рідини (з частотою 20 кГц і вище).

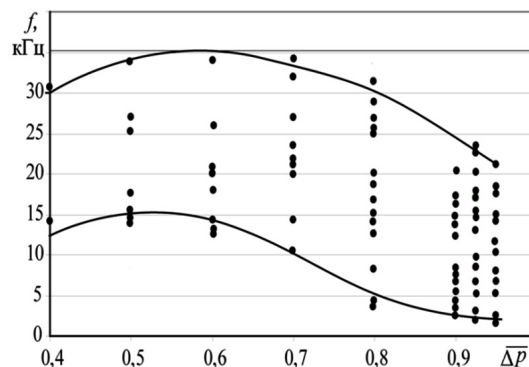


Рис. 13. Залежність частоти енергетичних максимумів від безрозмірного перепаду тиску для конфузорно-дифузорного насадка ($p_{\text{вх}}=10$ МПа)

З метою встановлення оптимального режиму роботи насадка, при якому спостерігаються максимальні значення тиску за генератором при коливаннях ударного характеру було отримано наступну характеристику дросельного насадка – залежність величини безрозмірного ударного тиску $\overline{\delta p}_m$ від відносного перепаду тиску $\overline{\Delta p}$

(рис. 14). Із аналізу кривих можна зробити висновок, що максимуми амплітуд коливань тиску приходяться на відносний перепад тиску, що знаходиться у межах 0,85 – 0,95.

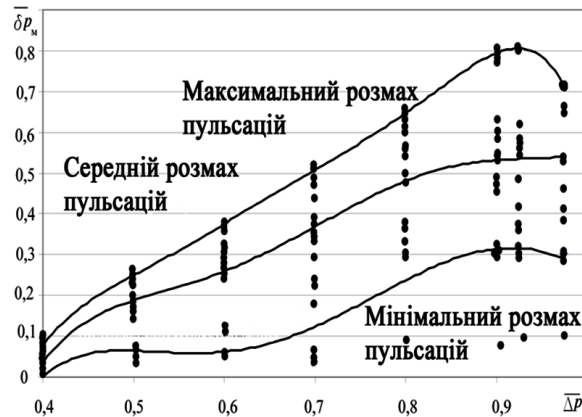


Рис. 14. Залежність розмаху безрозмірного тиску $\overline{\delta p}_m$ від безрозмірного перепаду тиску $\overline{\Delta p}$ для конфузорно-дифузрного насадка ($p_{вх} = 10$ МПа)

Про ефективність дросельних пристроїв як кавітаційних генераторів коливань тиску можна судити за їх енергетичними витратно-перепадними характеристиками $(\overline{Q})^2 = f(\overline{p}, \overline{\Delta p})$, де $(\overline{Q})^2 = \left(\frac{Q}{Q_{розр}}\right)^2$ – квадрат безрозмірної витрати рідини, що проходить через дросельний пристрій; $\overline{\Delta p}$ – відносний перепад тиску на дросельному пристрої (рис. 15).

Із аналізу наведених енергетичних витратно-перепадних характеристик насадків різних типів випливає, що кавітація наступить раніше у насадка конфузорно-дифузрного типу, потім у насадка Борда, а потім у інших насадків. З цього можна зробити висновок, що насадки конфузорно-дифузрного типу ефективніше перетворюють енергію потоку у кавітаційні коливання тиску, ніж інші дросельні пристрої. Найнижчу кавітаційну потужність має діафрагма, так як кавітація у ній настає в при найбільших значеннях $\overline{\Delta p}$. На рис.

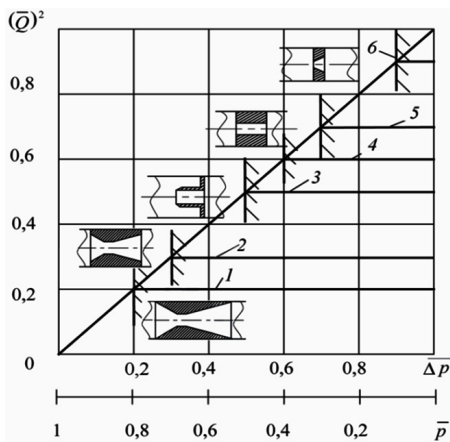


Рис. 15. Енергетичні витратно-перепадні характеристики $(\overline{Q})^2 = f(\overline{p}, \overline{\Delta p})$ дросельних пристроїв (робоча рідина – АМГ-10): 1 – насадок конфузорно-дифузрного типу; 2 – насадок конфузорно-дифузрного типу укорочений; 3 – насадок Борда; 4 – циліндричний насадок; 5 – насадок із прямокутним каналом; 6 – діафрагма

15 приведені значення стабілізованих витрат, що дозволяє оцінювати енергію, яка підводиться до потоку рідини.

Енергія, що підводиться до потоку із зростанням $\overline{\Delta p}$ понад критичної величини, витрачається на утворення кавітаційних розривів суцільності. Подальше збільшення перепаду понад $\overline{\Delta p}_{кр}$ призводить до збільшення довжини кавітаційного факела при постійній витраті рідини. Автомодельність отриманих характеристик за числом Рейнольдса настає з моменту досягнення $Re = 8000$.

Енергетичні характеристики [11, 12] генераторів можуть розраховуватись за значеннями коефіцієнтів витрати μ_I і μ_{II} . Енергія, яка підводиться до потоку при кавітаційному витіканні рідини, складає:

$$N_{під} = p_{вх} Q_{стаб},$$

де $Q_{стаб}$ – стабілізована кавітаційна витрата.

Із врахуванням того, що при кавітації потужність потоку, що витрачається, складає:

$$N_{кав} = p_{вх} (1 - \overline{\Delta p}_{кр}) Q_{стаб}.$$

А при нульовому протитиску витрачається вся енергія, частина кавітаційної енергії дорівнює:

$$\frac{N_{кав}}{N_{під}} = \frac{p_{вх} (1 - \overline{\Delta p}_{кр}) Q_{стаб}}{p_{вх} Q_{стаб}} = 1 - \overline{\Delta p}_{кр}.$$

На підставі розрахунків за даною формулою встановлено, що в КГКТ з насадком Вентурі для розвитку і підтримки зони кавітації може використатися 43% енергії потоку, у генератора з конфузотно-дифузотним насадком скороченому типу – 62% енергії потоку, а у КГКТ з повно розмірним конфузотно-дифузотним насадком – від 62% до 89% енергії потоку.

Виходячи із енергетичних характеристик дросельних пристроїв можна зробити висновки щодо сфери застосування кавітаційних насадків. Дросельні пристрої типу насадка Вентурі і конфузотно-дифузотний насадок скороченого типу доцільно використовувати для очищення поверхонь від забруднень, ерозійних випробувань конструкційних матеріалів. Повнорозмірний конфузотно-дифузотний насадок доцільно використовувати для збудження височастотних коливань тиску у об'ємі рідини а також для диспергування і змішування фракцій, які за нормальних умов не змішуються.

Таким чином, встановлено дві характерні форми розриву рідини при кавітації в дросельних пристроях гідравлічних систем: каверни, що переміщуються і присдані каверни. При розвинутій кавітації каверни, що переміщуються додатково стискають потік і дроблять його на частини. По цій причині швидкість витікання рідкої фази у зоні кавітації імпульсно змінюється. У фазі росту каверни, що переміщується потік прискорюється, у момент її руйнування – гальмується.

При кавітації відбувається поділ струменю на окремі блоки і реалізується „снарядний” режим витікання рідини. Експериментально підтверджено, що кавітаційні коливання тиску, що генеруються дросельними пристроями, є наслідком декількох процесів, що проявляються на макро- і мікрорівнях. Низькочастотна складова кавітаційних коливань тиску (400...800 Гц) є наслідком модуляції плунжерної частоти насоса із частотою сходу дискретних мас рідини. Височастотна складова спектру (1...10 кГц) кавітаційних коливань тиску формується, в основному, в результаті співударянь дискретних мас рідини із загальмованим потоком рідини (так званий „снарядний” рух рідини).

Максимальний рівень пульсацій тиску при кавітаційному витіканні складає $0,8p_{вх}$. Із збільшення протитиску частота кавітаційних коливань тиску зміщується у височастотну область.

На підставі аналізу існуючих типів дросельних пристроїв та їх витратно-перепадних характеристик визначено, що у насадку Вентурі для розвитку і підтримки зони кавітації може використатися до 43% енергії потоку, у конфузотно-дифузотного насадку скороченого типу – до 62% енергії потоку, а у повно розмірному конфузотно-дифузотним насадком – від 62% до 89% енергії потоку.

На основі досліджень запропоновано фізичну модель генерування кавітаційних коливань тиску дросельними пристроями гідроприводу яка базується на імпульсному гальмуванні дискретних об'ємів рідини.

Кавитационное истечение жидкости через дросельное устройство

Т.В. Тарасенко, В.М. Бадах

Аннотация. Рассмотрены вопросы исследования гидродинамической кавитации в дросельных устройствах. Детально рассмотрено физическую модель возникновения кавитационных колебаний давления в дросельном устройстве типа насадка Вентури. На основании физической модели предложены аналитические зависимости расчета размаха кавитационных колебаний давления в дросельном устройстве для использования в технологических процессах очистки элементов гидравлической аппаратуры от загрязнений. Выполнен анализ эффективности дросельных устройств в качестве генераторов для создания кавитационных колебаний давления.

Ключевые слова: гидродинамическая кавитация; каверны; кавитационные колебания давления; дросельные каналы; визуализация; кавитационные характеристики.

Cavitation Liquid Leakage through Throttle Device

Taras Tarasenko, Valerii Badakh

Abstract. The issues covering research of hydrodynamic cavitation in throttle devices are considered. The physical model of cavitation pressure variations in the Venturi nozzle type throttle device is considered in detail. On the basis of physical model, the analytical dependences of calculation of the scale of cavitation pressure variations in the throttle device are proposed for use in the technological processes of cleaning the elements of hydraulic equipment from contaminants. The efficiency of throttle devices as cavitation pressure variations generators is analyzed.

Keywords: hydrodynamic cavitation; cavity; cavitation pressure variations; throttle channels; visualization; cavitation properties.

References

1. Pilipenko, V.V. (1989), *Kavitacionny`ekolebaniya*, Naukovadumka, Kiev, Ukraine.
2. Glazkov, M.M. (1990), "Model' kavitacionnojzony` drossel'ny`xustrojstv gidroprivoda", *NTK Gidravlika i gidroprivod mashin, avtomatovipromy`shlenny`xrobotov v mashinostroenii*, Kiev, pp. 24-25.
3. Oba, R. and Miyakura, X. (1987), "Stochastic behavior (randomness) of acoustic pressure pulses in the near subcavitating range", *Intern. Journal*, pp. 581 – 586, DOI: <https://doi.org/10.1299/jsme1987.30.581>.
4. Ivchenko, V.M. (1980), *Gidrodinamika mnogofaznykh zhidkosti. Kavitatsiya*, KPI, Krasnoyarsk, Russia.
5. Puzik, O., Zaionchkovskiy, G. and Tarasenko, T. (2013), Experimental test-bench for reseaching properties of fuel-lubricant materials, *Proceedings of the National aviation university*, No.1, (54), pp. 78-81.
6. Hlaskov, M.M., Makarenko, M.H. and Tarasenko, T.V. (2007), "Matematychna model' rozmakhu kavitatsiy nykhpul' satsiytysku", *Materialy IX Mizhnarodnoy naukovykh konferentsiyi „Avia – 2007”*, Vol. 2. NAU, Kyiv, Ukraine, pp. 60–62.
7. Hlaskov, M.M., Lanetskyi, V.H., Kuryukov, V.N. and Tarasenko, T.V. (2003), "Vlyyanye kavitatsiy na hydravlycheskye kharakterysty kydrossel' nikhustroyt v hydroprivoda", *Visnyk SumDU Ser. Tekhnichninauky*, No.13 (59), pp. 53–59.
8. Hlaskov, M.M., Kurinkov, V.M. and Tarasenko, T.V., Zayavnyki patentotrymach NAU (2002), "Sposi bochshchennyavnutrisn'oyipoverkhnitruboprovodu ta prystriydlayohozdiysnennya", Pat. 51481 Ukrayina B08B9/27, No. 2002042866.
9. Glazkov, M.M. and Pilipenko, S.V. (1988), "Metodi kaspektral'nogo analiza kavitatsionnykh pul'satsii davleniya", *Proektirovanie ieksploatatsiyapromyshlennykh gidroprivodovi sistem gidropnevmoavtomatiki*, 17–18 March 1988, Penza, Russia, pp. 72–73.
10. Pilipenko, V.V. and Zadontsev, V.A. (1976), *Ob odnommekhanizmeavtokolebanii v gidravlicheskoisisteme s kavitatsionnoitrubkoi Venturi*, Naukovadumka, Kyiv, Ukraine.
11. Glazkov, M.M., Lanetskiy, V.G., Makarenko, N.G. and Chelyukanov, I.P. (1987), *Kavitatsiya v zhidkostnykh sistema khvozdushnykh sudov*, KIIGA, Kyiv, Ukraine.
12. Tarasenko, T.V., Badach, O., Puzik, K. (2013), Krayushkina Functional units based on cavitation effects for hydraulic systems of vehicles, *Science – Future of Lithuania: 16th Conference for Junior Researchers*, May 8, 2013, Vilnius, Lithuania, pp. 50-54.
13. Tarasenko, T.V., Romanenko, V.G. and Badach, V.N. (2015), Voznik novenie kavitatsii v ob'emnomnasose, *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu KhPI, Seriya: Hidravlichnimashyny ta hidroahrehaty*, No. 3. pp. 112–120.
14. Chervyakov, V.M. and Yudaev, V.F. (2007), *Gidrodinamicheskie ikavitatsionnyeyavleniya v rotornykh apparatakh*, Mashinostrenie, Moscow, Russia.
15. Moholkar, V.S., Kumar, P.S. and Pandit, A.B. (1999), "Hydrodynamic cavitation for sonochemical effects", *Ultrasonics Sonochemistry*, No. 6(1), pp. 53-65.
16. Arrojo, S. and Benito, Y. (2008), "A theoretical study of hydrodynamic cavitation", *Ultrasonics Sonochemistry*, Vol. 15, No. 3, pp. 203-211.
17. Gogate, P.R. (2008), Cavitation reactors for process intensification of chemical processing applications: a critical review, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 47, No. 4, pp. 515-527.
18. Gogate, P.R. and Pandit, A.B. (2000), "Engineering design methods for cavitation reactors II: hydrodynamic cavitation", *AIChE Journal*, Vol. 46, No. 8, pp. 1641-1649, DOI: 10.1002/aic.690460815.
19. Jyoti, K.K. and Pandit, A.B. (2001), "Water disinfection by acoustic and hydrodynamic cavitation", *Biochemical Engineering Journal*, Vol. 7, No. 3, pp. 201-212.
20. Capocelli, M. (2014), "Hydrodynamic cavitation of p-nitrophenol: a theoretical and experimental insight", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 254, pp. 1-8, <https://doi.org/10.1016/j.cej.2014.05.102>.
21. Mishra, C. and Peles, Y. (2006), "An experimental investigation of hydrodynamic cavitation in micro-Venturis", *Physics of Fluids*, Vol. 18, No. 10, pp. 103-603, <https://doi.org/10.1063/1.2360996>.
22. Sharma, A. (2008), "Modeling of hydrodynamic cavitation reactors based on orifice plates considering hydrodynamics and chemical reactions occurring in bubble", *Chemical Engineering Journal*, Vol. 143, No. 1, pp. 201-209, <https://doi.org/10.1016/j.cej.2008.04.005>.
23. Batoeva, A.A. (2011), "Perspekti vyprimeneniya nizkonapornoj gidrodinamicheskoi kavitatsii v protsessakh ochistki stochnykh vod", *Voda: khimiya i ekologiya*, No. 9, pp. 27-31.
24. Kovalev, A.A. (2013), "Modelirovanie kavitatsionnogovozdeistviyanarabochuyupoverkhnost' izdeliya, eksploatiruemogo v gidrodinamicheskoi srede", *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. NE Bauman*, No. 11.