

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПОРОГУ КАВІТАЦІЇ
ГАЗОНАСИЧЕНИХ РІДИН**

Рассмотрены вопросы возникновения кавитации в дроссельных устройствах разной конфигурации, а также влияние свойств рабочей жидкости на величину порога кавитации при разных температурах рабочей жидкости с целью создания функциональных кавитационных устройств.

The questions of origin of cavitation are considered in the choke devices of different configuration, and also influence of properties of working liquid on the size of threshold of cavitation at the different temperatures of working liquid with the purpose of creation of functional cavitation units.

Вступ

Сучасний етап розвитку техніки відрізняється широким використанням гідропривода в конструкціях машин і в технологічних процесах. Одночасно з цим постійно підвищуються вимоги до надійності і економічної ефективності гідроагрегатів. Запровадження гідравлічних машин в авіації, у сільгоспмашинобудуванні, на автотранспорті супроводжується ростом їх питомих потужностей, підвищенням робочих тисків, зменшенням габаритів. Особливу актуальність набуває проблема запобігання небажаних кавітаційних ефектів.

Накопичено достатньо велику статистику по відмовах гідравлічних і паливних агрегатів, причиною яких є кавітаційні імпульси тиску і стиснення парогазових каверн. Відзначається шкідливий вплив високочастотних кавітаційних шумів на операторів. Установлено, що уникнути появи кавітаційних процесів у гідросистемах з тиском вище 20 МПа практично неможливо [2,5,6]. Це ставить проблему наукового дослідження механізмів кавітаційної ерозії й генерування пульсацій тиску до ряду найбільш гострих.

Отже, можна зробити висновок, що дослідження закономірностей зародження і розвитку кавітації, з урахуванням більшості факторів, що впливають на неї, є актуальною задачею.

Аналіз літературних джерел

Дослідження кавітації проводились з метою з'ясування впливу параметрів системи і властивостей рідини [1, 7, 8] на виникнення кавітації у гідросистемі при різних конфігураціях дросельних пристроїв, а також для різних типів робочих рідин.

У гідроприводах кавітація, як правило, явище небажане. Але можна вказати і на приклади використання його для реалізації функцій керування витратою рідини, генерування коливань тиску, для очищення, емульгування рідин, інтенсифікації хімічних реакцій. Важливо зауважити, що корисна функція реалізується у кавітаційному пристрої наявним чином без запровадження допоміжних елементів (кранів, золотників, клапанів та ін.). Перебіг процесів з кавітацією вивчався багатьма вченими, особливо в експериментальному плані. Області вивчення ка-

вітації по відношенню до гідроприводів сконцентровано довкола наступних проблем. Першочергово вивчались питання кавітаційної гідравліки [2]. Ці дослідження завершено розробкою методик розрахунку гідравлічних характеристик дросельних пристроїв у залежності від ступеня розвитку кавітації.

В якості іншої області дослідження кавітації слід назвати проблему кавітаційної ерозії елементів у гідроприводі. Більшість досліджень з кавітаційною ерозією виконано по відношенню до гребних гвинтів, турбін і водяних насосів [3, 4, 5]. Широко вивчено зміни, що відбуваються в структурі металу під дією кавітації. У гідравлічних приводах особливість ерозії обумовлено високою в'язкістю робочого тіла, значним насиченням його розчиненим газом, також високими перепадами тиску.

Третя проблемна область вивчення кавітації є специфічною для гідроприводів і систем живлення енергетичних установок. Вона охоплює процеси самозбудження коливань тисків і витрати під дією кавітації. Цю проблему вивчено у недостатній мірі.

Результати проведених досліджень

Залежність мінімального тиску в потоці рідини, порогу кавітації (ПК), при якому в стиснутому перерізі виникає кавітація, від температури і величини тиску наддуву бака експериментально досліджено на установці, принципову схему якої показано на рисунку 1.

Випробування проводились на рідинах: гас ТС-1, гідравлічна рідина АМГ-10, водопроводна вода і на різних типах дроселів: циліндрична і плоска трубки Вентурі, циліндричний зовнішній насадок. Насадки установлювались у напірній і всмоктувальній магістралях насоса 6.

Рідина у баці гідросистеми підтискувалась від балону 5 зі стисненим повітрям. Розрідження над рідиною створювалось за допомогою вакуум-насоса 3 і контролювалось за допомогою мановакуумметра 2. Нагрівання рідини виконувалось за допомогою нагрівального елемента 17, встановленого у баці 1. Температура контролювалась за допомогою термометрів 9, 15.

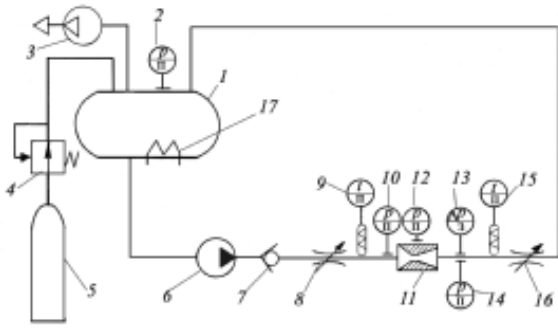


Рисунок 1 — Експериментальна установка визначення порогу кавітації газонасичених рідин: 1 — гідробак; 2 — мановакууметр; 3 — вакуумний насос; 4 — редукційний клапан; 5 — балон із стисненим повітрям; 6 — відцентровий насос; 7 — зворотний клапан; 8 — дросель змінного перерізу; 9, 15 — термометри; 10, 13 — манометри; 12 — мановакууметр; 14 — датчик тиску; 16 — дросель змінного перерізу, нагрівальний елемент

Прокачування рідини через дросель 11 відбувалось за допомогою відцентрового насоса 6. Тиск на вході і виході вимірювався манометрами 10 і 13, а у зоні кавітації за допомогою ртутного мановакууметра 12. На рисунку 2 показано залежності порогу кавітації (ПК) від температури для різних тисків наддуву бака. Рідина попередньо витримувалась під тиском насичення повітрям від 2 до 48 годин.

Встановлено, що при насиченні повітрям під атмосферним тиском значення ПК і тиск насиченої пари води практично співпадають. Дроселювання потоку і вимірювання ПК виконувались короткочасним вмиканням насоса у міру досягання необхідної температури. Вільне повітря при цьому в рідині не накопичувалось.

Друга серія дослідів виконувалась при насиченні води повітрям вище атмосферного протягом 48 годин. У цьому випадку ПК значно перевищує тиск насиченої пари води. Так, для фіксованої температури порядку 20–30 °С ПК може підвищитись від 25 мм.рт.ст. до 300. Якщо експеримент проводиться для нерівновісного стану розчину “повітря–вода” при безперервній циркуляції середовища, то ПК зростає зі збільшенням часу напруцювання стенда. Збільшення ПК при цьому пов’язано не тільки з ростом температури, але і, головним чином, з сильним виділенням повітря при безперервному дроселюванні і русі рідини. Характерно, що розрив між значеннями ПК початковими і зафіксованими через дві години роботи стенда тим менше, чим вище температура системи “вода–повітря”. І при температурі близько 80 °С відзначено збільшення ПК у порівнянні з початковим всього лише на 50 мм.рт.ст., що можна пов’язати з кращою сепарацією бульбашок вільного повітря при підвищених температурах і превалюючим впливом тиску парів води.

У експериментах з визначення тиску порогу кавітації необхідно ознакою кавітації вважали стабілізацію витрати рідини, про виникнення кавітації судили по зміні гідродинамічних характеристик потоку.

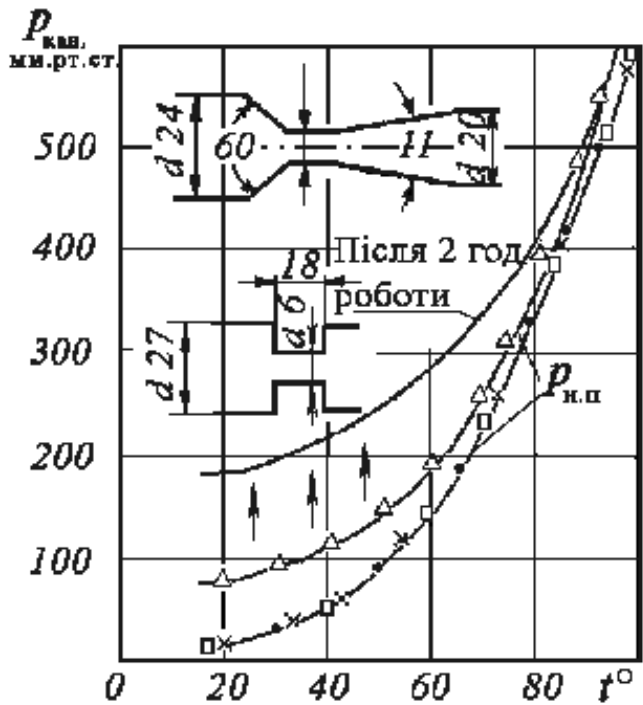


Рисунок 2 — Залежність порогу кавітації водопровідної води від температури: Δ — напірна магістраль з трубою Вентурі, $p_{нас} = 300 \text{кПа}$; $p_{вх} = 620 \text{кПа}$;

$p_{вих} = 410 \text{кПа}$; час насичення — 48 год. \square — всмоктувальна магістраль з насадком Вентурі; $p_{нас} = \text{атм.}$;

$p_{вх} = 300 \text{кПа}$; $p_{вих} = 85 \text{кПа}$; * — трубка Вентурі;

напірна магістраль; $p_{нас} = \text{атм.}$; $p_{вх} = 570 \text{кПа}$;

$p_{вих} = 220 \text{кПа}$; $t_{нас} = 20^\circ \text{C}$. \times — трубка Вентурі; напірна магістраль; $p_{нас} = \text{атм.}$; $p_{вх} = 550 \text{кПа}$;

$p_{вих} = 200 \text{кПа}$; $t_{нас} = 20^\circ \text{C}$.

Наявність у потоці кавітаційної зони свідчить про зміну розподілу тиску вздовж поверхонь, що утворюють русло потоку. Факели бульбашок, очевидно, можуть існувати лише в місцях кипіння рідини, що можливо в зонах з постійним низьким тиском порогу кавітації. Було поставлено досліди, мета яких полягала у доказі існування таких зон. Вимірювались епюри тисків у місцях локалізації кавітаційних факелів. Експерименти проведені на насадках Вентурі і трубках Вентурі для напірних і всмоктувальних ліній гідросистем.

На рисунку 3 показано результати вимірювань тиску на стінки насадка Вентурі при течії з кавітацією і без неї. Тиски показано у долях від тиску на вході до насадка. Відносна довжина насадка $l = 4$, діаметр насадка $d = 3 \text{мм}$, діаметр трубопровода на вході і виході однаковий $D = 18 \text{мм}$.

Безкавітаційні режими течії на рисунку 3 показано епюрами тиску $a, в, с$. Зменшення тиску на виході призводить при незмінному тиску на вході до пропорційно-

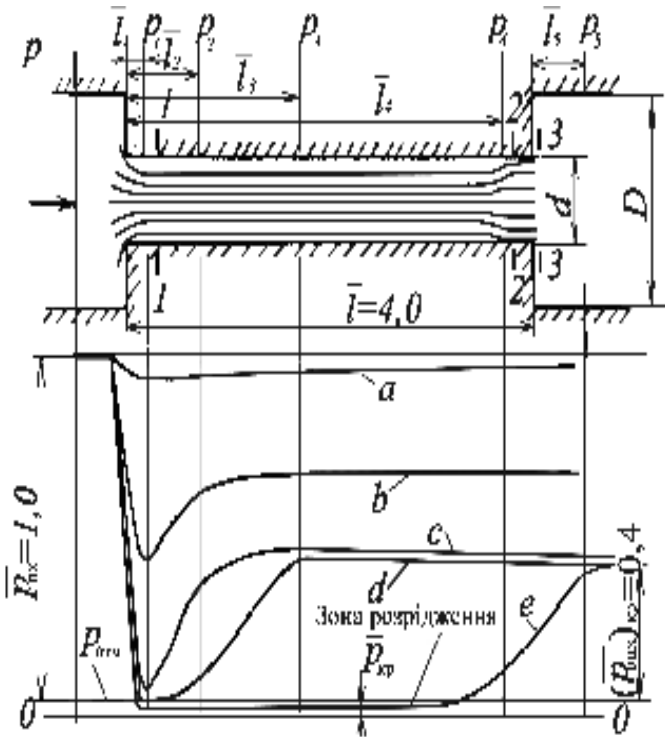


Рисунок 3 — Розподіл тисків на стінках насадки Вентурі *a, b, c* — режим витікання без кавітації; *d і e* — кавітаційні режими. Тиск входу $p = 4 \text{ МПа}$; $d = 3 \text{ мм}$; $D_{\text{тр}} = 18 \text{ мм}$

го зниження тиску в кожному із перерізів насадки. У момент зародження кавітації тиск у стисненому перерізі потоку знижується до порогу кавітації. Стабілізація витрати відбувається одночасно з моментом виникнення хмарки або факелу кавітаційних бульбашок у стисненому перерізі потоку. Інтенсивність кавітації при візуальних спостереженнях характеризується довжиною кавітаційного факелу. У міру зниження тиску на виході кавітаційний факел подовжується і виходить за межі насадки.

У циліндричному насадку зона розрідження поздовж каналу у міру зменшення тиску на виході, про що свідчить розгляд кривих *d, e* (рисунок 3) розповсюджується скачком. Перехід від перебігу без кавітації (крива *d*) до перебігу з кавітацією (крива *e*) відбувається через незначне зниження тиску на виході, більше за його критичне значення. У даному експерименті зафіксовано наступні кількісні співвідношення.

Зона розрідження від стиснутого перерізу на всю довжину насадки розповсюджується при зниженні протитиску нижче критичного на 3–4%. Цим пояснюється можливість виникнення при кавітації автоколивних режимів роботи гідросистеми. Переключення режимів перебігу рідини із безкавітаційного на кавітаційний і навпаки супроводжується зі значним стрибком тисків.

Процес переключення з одного режиму на інший ілюструє рисунок 4. Тут по осі ординат відкладено місцеві тиски у долях тиску на вході, криві відносяться до різних точок насадки по його довжині. Також побудовано витратну характеристику насадка. Співставлення залежностей

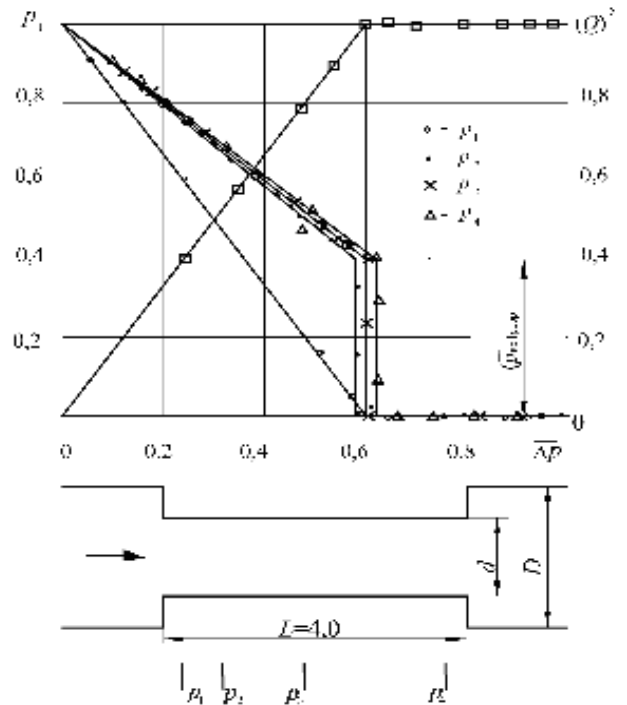


Рисунок 4 — Витратно-перепадна характеристика і розподіл тиску у насадку Вентурі при кавітаційному витіканні рідини

тей свідчить про співпадання моментів початку кавітаційної стабілізації зі скачком тиску в каналі насадки. Скачок тиску для циліндричного насадка складає 40% від тиску живлення.

Тиск у точках каналу, що лежать біля вихідного торця насадка, знижується більш полого у порівнянні з його середньою частиною (на рисунку 4 позначено *). Очевидно, що при досягненні зоною розрідження зрізу насадка з'являються блокуючі вихорі, що зменшують величину скачка тиску.

У дросельному каналі дифузornoї форми величина додатного градієнту тиску буде більшою, ніж у циліндричному каналі. Тиск при безвідривному обтіканні дифузора від горловини до його зрізу підвищується не тільки із-за гідравлічних втрат, але і у результаті розширення потоку. Очевидно, стрибок тиску у насадків цього типу буде меншим. Криві розподілу тиску в насадку конфузorno-дифузornoго типу (трубка Вентурі) отримані експериментально, що показано на рисунку 5.

Насадок було виготовлено із органічного скла. Діаметр горловини $d = 2,8 \text{ мм}$, кут конфузора $\alpha_{\text{вх}} = 60^\circ$, кут дифузора $\alpha_{\text{вих}} = 11^\circ$. На графіках видно, що в насадках з дифузornoю частиною величина скачка тиску менша. У міру віддалення від горловини величина скачка зменшується.

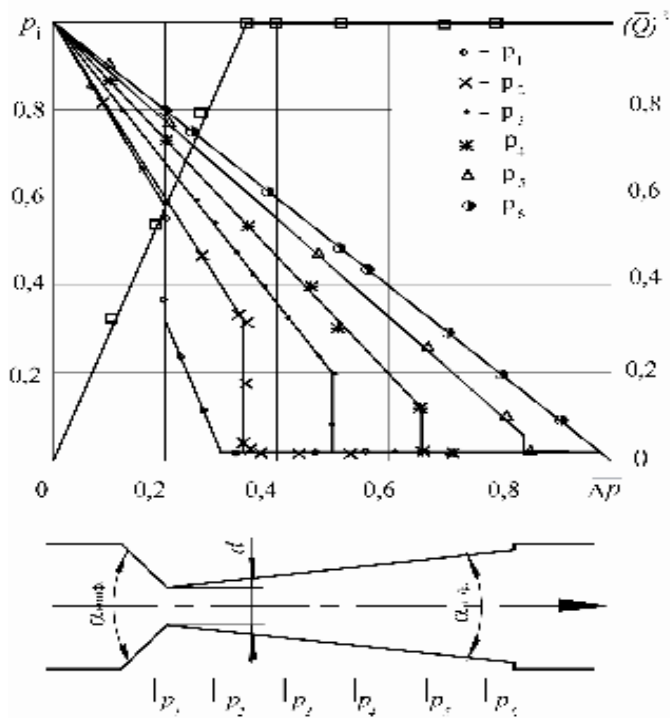


Рисунок 5 — Витратно-перепадна характеристика і розподіл тиску у трубі Вентурі при кавітаційному витіканні рідини

Висновки

Критичний тиск кавітації або тиск у зоні кавітаційних факелів визначається головним чином тиском насичених парів при даній температурі і ступенем насичення вільним і розчиненим газом (повітрям).

Спостерігається ефект стрибкоподібного розповсюдження зони розрідження у насадці при зміні режимів перебігу рідини.

Відомості про поріг кавітації газонасичених рідин необхідні для розрахунку розмаху коливань тиску по відповідній математичній моделі. Поріг кавітації впливає на критичний перепад тиску та інші критерії кавітації лише у тому випадку, коли він порівняно такий, як тиск на вході до кавітаційного пристрою, що можливо, наприклад, при роботі системи на перегрітій воді.

Література

1. Венгерский, Э.В., Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок / Э.В. Венгерский, В.А. Морозов, Г.Л. Усанов — М.: Машиностроение, 1982. — 128 с.
2. Глазков, М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов / М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. — К.: КИИГА, 1987. — 62 с.
3. Кнэпп, Р. Кавитация / Р. Кнэпп, Л. Дейли, Ф. Хемлит. — М.: Мир, 1974. — 679 с.
4. Каренин, В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В.Я. Каренин. — М. Машиностроение, 1975. — 334 с.
5. Перник, А.Д. Проблемы кавитации / А.Д. Перник. — Л.: Судостроение, 1966. — 440 с.
6. Пилипенко, В.В. Кавитационные колебания / В.В. Пилипенко. — К.: Наукова думка, 1989. — 316 с.
7. Федоткин, И.М. Кавитация. Кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Часть 1 / И.М. Федоткин, И.С. Гулый. — К.: Полиграфкнига, 1997. — 839 с.

Надійшла 17.12.2012 року