

МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ

УДК 621.65

DOI: 10.31471/1993-9965-2023-2(55)-25-30

АНАЛІЗ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ КАВІТАЦІЙНОГО ЗАПАСУ ПЛУНЖЕРНИХ НАСОСІВ

¹Michał Bembenek, ²В. В. Михайлюк, ²Л. А. Кантилович, ²А. В. Андрусак¹AGH University of Krakow, al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland.
e-mail: b e m b e n e k @ a g h . e d u . p l²ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: m y h a j l y u k v @ u k r . n e t

Однією з причин, що впливає на роботу елементів гідравлічних систем (насосів, трубопроводів, запір-но-регулювальної апаратури) при інтенсивному русі одно- і багатозфазних рідких середовищ, є кавітація. Детальне її дослідження має вирішальне значення, оскільки це явище може мати серйозні наслідки для елементів гідравлічних систем: підвищена зношуваність, знижені термін та ефективність експлуатації. Для визначення допустимого кавітаційного запасу застосовують різні методики. Проте, для визначення кавітаційного запасу системи плунжерних насосів використовується окрема методика, яку наведено у цій статті. Проведено аналіз та встановлено складові, що впливають на величину кавітаційного запасу. Детально розглянуто методику та кожну її складову. Проаналізовано чинники, які впливають на величину кавітаційного запасу. Зроблено висновки стосовно можливих шляхів збільшення кавітаційного запасу системи з плунжерними насосами: підвищення тиску на поверхню рідини в резервуарі; збільшення геодезичної висоти між поверхнею рідини та осью ліній насоса; зменшення втрати тиску на тертя у трубопроводі всмоктування; зниження температури перекачуваного флюїда; зменшення впливу тиску прискорення потоку для плунжерних насосів шляхом зменшення довжини лінії всмоктування, збільшення її діаметру для зниження швидкості потоку, зменшення числа обертів валу насоса, використання стабілізаторів потоку на лінії всмоктування, встановлення підпірних насосів з використанням PI-регулювання та нелінійного керування. Детальні дослідження кавітаційних процесів у насосах (особливо плунжерних) і елементах насосних систем, розуміння причин і наслідків кавітації, а також розроблення методів її усунення будуть основою для подальших досліджень.

Ключові слова: кавітація, плунжерний насос, кавітаційний запас, насосні установки, системи трубопроводів всмоктування, напір прискорення.

One of the factors influencing the operation of hydraulic system components (such as pumps, pipelines, and control valves) under the intense movement of single- and multiphase liquid media is cavitation. Detailed research on cavitation is crucial as this phenomenon can have serious consequences for hydraulic system components, including increased wear, reduced operational lifespan, and decreased efficiency. Various methodologies are employed to determine the acceptable cavitation margin. However, a separate methodology is utilized for determining the cavitation margin in systems with plunger pumps, which is outlined in this article along with an analysis of its components affecting the cavitation margin. Each component is examined in detail, along with modern methods for determining or calculating each of them. An analysis of factors influencing the cavitation margin size is conducted. Conclusions are drawn regarding possible ways to increase the cavitation margin in systems with plunger pumps, including increasing the pressure on the liquid surface in the reservoir, raising the geodetic height between the liquid surface and the pump's axial line, reducing pressure losses due to friction in the suction pipeline, lowering the temperature of the pumped fluid, reducing the impact of flow acceleration pressure for plunger pumps by shortening the suction line length, increasing its diameter to reduce flow velocity, decreasing

the pump shaft speed, utilizing flow stabilizers on the suction line, and installing booster pumps using PI control and nonlinear control. Comprehensive research into cavitation processes in pumps and pump system parts, particularly when employing plunger pumps, will serve as the foundation for future research. Understanding the origins and consequences of cavitation, as well as developing techniques to eliminate it, will be essential.

Key words: cavitation, plunger pump, cavitation margin, pump installations, suction piping systems, acceleration pressure.

Вступ

За певних умов під час роботи насосних систем може спостерігатися явище кавітації – порушення безперервності течії рідини у місцях, де її тиск знижується до критичного значення. За це критичне значення в розрахунках приймається тиск випаровування рідини за відповідної температури [1].

У місцях течії, де тиск знижується до критичного значення, утворюється багато областей, які заповнені парами рідини і газів. Перебуваючи в зоні зниженого тиску, ці ділянки розростаються і перетворюються на великі кавітаційні каверни. Далі ці області (cavitas), які дають назву явищу, переходять у зону підвищеного тиску та менших швидкостей, де відбувається швидка конденсація пари.

Бульбашкова конденсація супроводжується різким локальним підвищенням тиску, що досягає сотень МПа. Швидкості руху молекул рідини досить високі, тому при закритті каверн виникає локальний гідравлічний удар, що супроводжується шумом і вібрацією. Це призводить до гідравлічних мікроударів у місцях, де бульбашки схлопуються. При цьому з'являється незатухаючий звук. Накладення багатьох таких звуків призводить до появи характерного свистячого звуку, який майже завжди виникає при кавітації. У місцях конденсації парових западин (каверн) частинки рідини рухаються назустріч одна одній з великими швидкостями, що призводить до локального підвищення тиску. Після зіткнення частинки рухаються у протилежному напрямку, і локальний тиск у потоці швидко падає. Цей процес повторюється з високою частотою і відбувається на поверхнях елементів машин та обладнання. В результаті багаторазової зміни тиску елементи машин та обладнання піддаються дії втомних навантажень, що сприяє утворенню мікротріщин, і з часом металева поверхня елементів стає губчастою. У кавітаційному руйнуванні також беруть участь хімічні процеси. Парогазова суміш у бульбашках насичена киснем. В результаті хімічних реакцій, що відбуваються за високого тиску і підвищеної температури, метал окислюється. До кавітаційного руйнування схильні всі відомі конструкційні матеріали, хоч і мають різну стійкість до кавітації [2]. Кавітація, яка виникає в гідравліч-

ній системі насосів, є однією з найскладніших і значущих проблем у техніці. Це явище може значно вплинути на ефективність і надійність гідравлічної системи, пошкодивши її компоненти та знизивши продуктивність.

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Явище кавітації досить детально описано у науковій літературі. Однак у більшості доступних джерел розкрито лише загальні принципи, які дозволяють приблизно розрахувати кавітаційний запас гідравлічної системи. Для переважної більшості насосних систем, в яких працюють відцентрові та інші насоси, швидкість вхідного потоку рідини під час усталеної роботи є незмінною, кавітаційний запас системи обчислюється за викладеними у літературі формулами та методиками [3]. Під час розрахунку кавітаційного запасу для систем із плунжерними насосами, деякі складові змінюються, що суттєво змінює його значення.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Мета роботи полягає у аналізі методики визначення кавітаційного запасу гідравлічної системи при роботі плунжерних насосів та поданні рекомендацій стосовно підвищення його величини.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- проаналізувати методику розрахунку кавітаційного запасу гідравлічної системи для плунжерних насосів та визначити складові, які впливають на його величину;
- розробити рекомендації щодо підвищення величини кавітаційного запасу гідравлічної системи при роботі плунжерного насоса.

Викладення основного матеріалу

Кавітаційний запас системи [4] (NPSHa) розраховується за формулою (1):

$$NPSHa = P_g + P_z - P_f - P_{vp} - P_{ac} + P_{kv}, \quad (1)$$

де P_g – тиск, що діє на поверхню рідини, м.в.ст.;

P_z – відстань по вертикалі від поверхні рідини до осьової лінії насоса, м.в.ст.;

P_f – втрати на тертя у всмоктуючому трубопроводі, м.в.ст.;

P_{vp} – тиск насиченої пари рідини за максимальної температури, м.в.ст.;

P_{ac} – тиск прискорення потоку, м.в.ст.;

P_{kv} – швидкісний напір, м.в.ст..

Розглянемо кожен елемент, що входить до формули (1).

P_g - тиск на поверхню рідини.

Якщо резервуар закритий, для розрахунків використовується мінімально можливий тиск для даного резервуару. Якщо резервуар відкритий, використовується значення атмосферного тиску на висоті, на якій знаходиться резервуар. Для проведення розрахунків, значення тиску на різних висотах беруться з таблиці результатів експериментальних вимірювань [5].

P_z – відстань по вертикалі від поверхні рідини до осьової лінії насоса.

Розрахунок цієї складової та її перетворення в метри водяного стовпа виконується за формулою (2):

$$P_z = h \cdot \rho, \quad (2)$$

де h – відстань по вертикалі від осьової лінії насоса (або передбачуваної кінцевої лінії насоса) до поверхні рідини, м ;

ρ – густина рідини, кг/м³ .

Якщо рівень рідини нижчий осьової лінії насоса, P_z має від'ємне значення, то для розрахунків береться мінімально можлива відстань від поверхні рідини до осьової лінії насоса при роботі системи.

P_f – втрати на тертя у всмоктуючій трубі.

Під час руху реальної рідини енергія руху (напір) рідини зменшується в напрямку руху. Причиною цього є втрата енергії на подолання опору руху, викликана внутрішнім тертям у рідині. Існує два основних типи опору в гідравліці:

1. Втрати опору вздовж лінії, тобто опори, які виникають по всій довжині руху потоку. Вони виникають внаслідок сил тертя між частинками рідини та стінками трубопроводу. Це лінійні втрати, які визначаються за формулою (3):

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору вздовж трубопроводу;

L – довжина тробопроводу, м;

D – діаметр труби, м;

V – середня швидкість течії рідини, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Коефіцієнт гідравлічного опору λ визначається по-різному у різних випадках. Для ламінарного потоку в гладких трубах з жорсткими стінками визначається співвідношенням (4):

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (4)$$

де Re – число Рейнольдса.

Для турбулентного потоку існують більш складні залежності. Однією з найпоширеніших формул є формула (5):

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (5)$$

Ця формула дає хороші результати для числа Рейнольдса, що змінюється від критичного числа $Re_{кр}$ до значення $Re=10^5$. Формула (5) використовується для гідравлічно гладких труб. Для труб з гідравлічно шорсткою поверхнею коефіцієнт втрат тиску по довжині визначають за допомогою графіків або емпіричних залежностей. Число Рейнольдса визначається за формулою (6):

$$Re = Vd\rho / \eta, \quad (6)$$

де Re – число Рейнольдса;

V – середня швидкість потоку рідини, м/с;

d – діаметр труби, м;

ρ – густина рідини, кг/м³;

η – динамічна в'язкість рідини, Па·с.

2. Місцеві втрати тиску (місцеві опори) виникають внаслідок подолання рідиною різних перешкод (звуження, розширення, які розміщені в потоці (клапани, крани, коліна), викликаючи зміни величини або напрямку швидкості потоку рідини. Втрати тиску через місцеві опори зазвичай визначаються як частки максимальної швидкості тиску в межах цього місцевого опору в трубопроводі. Емпірична формула для визначення втрат тиску (7):

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (7)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору;

V – середня швидкість течії рідини, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Коефіцієнти місцевого опору розраховують за емпіричними формулами, діаграмами і таблицями, що містяться в підручниках та спеціальній літературі. Використовуючи літературу, необхідно пам'ятати, що дані про локальні коефіцієнти опору зазвичай стосуються області автопотоку, де впливом числа Re можна знехтувати. Незалежність коефіцієнтів ζ від Re має місце при явній деформації течії, при $Re > 3000$, а при повільній деформації – при $Re < 10000$. Для наближеної оцінки коефіцієнтів місцевого опору при менших значеннях чи-

сел Re може бути корисною формула Альтшуля (8):

$$\zeta' = \frac{A}{Re} + \zeta_T, \quad (8)$$

де A – коефіцієнт, що залежить від виду місцевого опору і ступеня стиснення потоку;

ζ_T – локальний коефіцієнт лобового опору в турбулентному режимі.

P_{vp} – тиск насиченої пари рідини.

Кожна речовина за певних умов може перебувати в різних агрегатних станах – твердому, рідкому та газоподібному. Перехід з одного стану в інший називають фазовим переходом. Прикладами фазових переходів є випаровування і конденсація. Усі реальні гази (такі як кисень, азот, водень тощо) за певних умов можуть перетворюватися на рідину. Однак перетворення газу на рідину може відбуватися лише за температур, нижчих певного значення, яке називається критичною температурою $T_{кр}$. Наприклад, для води критична температура становить 647,3 К, для азоту – 126 К, а для кисню – 154,3 К. При кімнатній температурі (близько 300 К) вода може перебувати як в рідкому, так і в газоподібному станах, а азот і кисень – тільки в газоподібному. Випаровування – це фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний. З точки зору кінетико-молекулярної теорії, випаровування – це процес, під час якого від поверхні рідини відлітають найбільш енергійні молекули, кінетична енергія яких перевищує енергію їх зв'язків з рештою молекул рідини. Це призводить до зменшення середньої кінетичної енергії решти молекул, тобто до охолодження рідини (якщо не надходить тепло з навколишнього середовища). Конденсація є процесом, протилежним випаровуванню. Під час конденсації молекули пари повертаються в рідкий стан. У закритій посудині рідина і її пара можуть перебувати в стані динамічної рівноваги, коли число молекул, що залишають рідину, дорівнює числу молекул, які повертаються в рідину з газової фази, тобто коли швидкості випаровування і процеси конденсації однакові. Така система називається двофазною. Пара, яка знаходиться в рівновазі з відповідною рідиною, називається насиченою. Значення цього компонента можна знайти в науковій літературі.

P_{ac} – опір прискоренню потоку.

Опір прискоренню потоку в певній системі відомий як імпеданс. Втрата $NPSH_a$ через цей імпеданс також відома як опір прискоренню і її необхідно враховувати при визначенні $NPSH_a$ для системи, яка включатиме насоси, які генерують явища зміни швидкості рідини під час роботи в сталому режимі. Спосіб розрахунку

цього компонента залежить від типу насоса, для якого він розраховується.

P_{kv} – швидкісний напір.

Значення цієї складової практично відображає кінетичну енергію потоку на вході в насос. З досвіду відомо, що розподіл місцевих швидкостей в реальному потоці є нерівномірним, тому для його врахування введено поняття середньої швидкості V . Кінетичну енергію в одиничному перерізі потоку зручно визначати як середня швидкість V (9):

$$P_{kv} = \frac{V^2}{2g}. \quad (9)$$

Однак P_k фактична витрата не дорівнює P_{kv} , слід внести поправку у формулу для кінетичної енергії, розрахованої на основі середньої швидкості. Ця поправка позначається літерою α і називається коефіцієнтом Коріоліса (10):

$$\alpha = \frac{P_k}{P_{kv}}. \quad (10)$$

Коефіцієнт Коріоліса – це відношення дійсного значення кінетичної енергії потоку в поперечному перерізі до значення кінетичної енергії, розрахованої на основі середньої швидкості в цьому поперечному перерізі. Тоді значення кінетичної енергії потоку можна розрахувати за формулою (11):

$$P_{kv} = \alpha \frac{V^2}{2g}. \quad (11)$$

Як правило, для турбулентного потоку, що плавно змінюється, $\alpha = 1,1$, а для ламінарного потоку $\alpha = 2$, але якщо потік змінюється швидко, коефіцієнт α може бути набагато більшим.

Для систем з різними типами насосів такі складові, як P_g (тиск на поверхню рідини), P_z (відстань по вертикалі від поверхні рідини до осевої лінії насоса), P_f (втрати на тертя у всмоктуючому трубопроводі) та P_{vp} (тиск насиченої пари рідини при максимальній температурі) визначаються однаково.

Потік у відцентрових і плунжерних насосах працює за абсолютно різними принципами. У своїй найпростішій формі відцентровий насос є генератором швидкості, в якому рідина рухається трубопроводом з постійною швидкістю, тоді як плунжерний насос є генератором потоку, оскільки потік рідини прискорюється у вигляді синусоїдальної хвилі під час руху в трубопроводі. Це прискорення, пов'язане з рухом рідини через плунжерний насос, змушує потік рідини пульсувати, оскільки плунжери виштовхують окремий об'єм рідини з кожним рухом, який можна представити у вигляді серії хвиль тиску.

Рідина, що рухається через трубу великого діаметру, спричинить хвилі низького тиску та матиме низький імпеданс, тоді як ділянка малого діаметру спричинить хвилі високого тиску в рідині та матиме високий опір прискоренню. Тому повний опір рідини, що протікає, пропорційний діаметру отвору всмоктувального трубопроводу.

Крім того, опір прискоренню P_{ac} , який використовується для розрахунку NPSHa, пов'язаний з діаметром отвору всмоктувальної труби, а також, з довжиною всмоктувальної труби та швидкістю та об'ємом камери плунжерного насоса.

Напір прискорення необхідно враховувати при визначенні NPSHa для системи, яка включатиме плунжерний насос, інакше NPSHa наданий замовником виробнику насоса, буде завищений, в результаті фактичний NPSHa в системі може бути нижчим за NPSHr вибраного насоса, що у результаті призведе до небажаних наслідків. Крім того, для таких систем значення P_{kv} (швидкісний напір) може впливати як негативний чинник при розрахунку NPSHa, і швидкість потоку рідини включають у склад P_{ac} (опір прискорення потоку). Формула розрахунку NPSHa системи з плунжерним насосом набуває такого вигляду (12):

$$NPSHa = P_g + P_z - P_f - P_{vp} - P_{ac(p)}. \quad (12)$$

У свою чергу, значення $P_{ac(p)}$ (швидкісний напір та опір прискорення потоку для системи з плунжерним насосом) визначають за формулою (13):

$$P_{ac(p)} = \frac{L \cdot V \cdot N \cdot C}{K \cdot g}, \quad (13)$$

де L – фактична довжина ліній всмоктування, м;

V – швидкість рідини у лінії всмоктування, м/с;

N – частота обертів вала насоса, об/хв;

C – стала, яка залежить від типу насоса, її значення вказано в стандарті ANSI для поршневих насосів (ANSI 6.1-6.5-2000): 0,066 – для триплексних насосів; 0,040 – для п'ятиплунжерних насосів;

K – постійна компенсації здатності до стикування флюїда (приймають наступні значення: 1,4 – для деаерованої або гарячої води; 1,5 – для більшості рідин; 2,5 – для вуглеводнів з високою здатністю до стискування);

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Незалежно від існуючих методів розрахунку кавітаційного запасу для поршневих насосів необхідно враховувати те, що результати цих розрахунків не завжди співпадають з експлуа-

таційними. Виникнення кавітації та її наслідки під час роботи поршневих насосів потребують додаткових практичних досліджень [6-11].

Одним із ефективних способів боротьби з кавітацією є зміна форм та розмірів елементів гідравлічної частини пристроїв так, щоб кавітація проходила подалі від їх робочих поверхонь. Проте цього не завжди можна досягнути. Для захисту поверхонь робочих органів насосів, гідротурбін, гвинтових лопатей та інших пристроїв від кавітації доцільним є нанесення стійких до стирання та корозії металевих і металокерамічних газотермічних покриттів. Вироби з металевими та металокерамічними покриттями з антикавітаційними властивостями широко застосовуються в різноманітних галузях промисловості.

Із наведеної вище теорії розрахунків кавітаційного запасу впливають такі способи запобігання або усунення кавітації:

- збільшення тиску на поверхню рідини у резервуарі;
- збільшення геодезичної висоти між верхньою рідини та осьовою лінією насоса;
- зменшення втрати тиску на тертя у всмоктуючих трубопроводах;
- зниження температури рідини, що перекачується;
- зменшення впливу тиску прискорення потоку для плунжерних насосів, шляхом зменшення довжини лінії всмоктування, збільшення діаметру лінії всмоктування для зниження швидкості потоку рідини, зменшення обертів вала насоса [12], використання стабілізаторів потоку на лінії всмоктування, встановлення підпірних насосів з використанням PI-регулювання та нелінійного керування [13].

В подальших роботах буде продовжено дослідження кавітації в елементах насосних систем, що містять плунжерні насоси та розроблено заходи для її зменшення, які плануються випробувати на реальних насосних системах.

Висновки

Аналіз методики визначення кавітаційного запасу системи при роботі плунжерних насосів показав, що вона містить деякі відмінності від методики, що застосовується для відцентрових насосів (насосів динамічної дії).

Детальний аналіз складових цієї методики при роботі плунжерних насосів дозволив встановити такі можливі способи для запобігання кавітації: збільшення тиску на поверхню рідини в резервуарі; збільшення геодезичної висоти між верхньою рідини та осьовою лінією насоса; зменшення втрати тиску на тертя у трубо-

проводи всмоктування; зниження температури перекачуваного флюїда; зменшення впливу тиску прискорення потоку для плунжерних насосів шляхом зменшення довжини лінії всмоктування, збільшення її діаметру для зниження швидкості потоку, зменшенням числа обертів валу насоса, використання стабілізаторів потоку на лінії всмоктування, встановлення підірних насосів з використанням PI-регулювання та нелінійного керування.

Література / References

1. BRENNEN Christopher E. Cavitation and bubble dynamics. Cambridge university press, 2014.
2. SOYAMA Hitoshi, KUMANO Hiroyuki, SAKA Masumi. A new parameter to predict cavitation erosion. URL: <http://resolver.caltech.edu/cav2001:sessionA3.002>, 2001.
3. Гідравліка: навч. посіб. / Л. В. Возняк, П. Р. Гімер, М. І. Мердух, О. В. Паневник; Грудз В. Я., рец. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 327 с. ISBN 978-966-694-216-9.
4. Ніколова Р.О. Гідравлічні та аеродинамічні машини: навчальний посібник. Одеса: ОДАБА, 2006. 210 с.
5. https://uk.wikipedia.org/wiki/Міжнародна_стандартна_атмосфера.
6. IANNETTI Aldo, STICKLAND Matthew T., DEMPSTER William M. A CFD and experimental study on cavitation in positive displacement pumps: Benefits and drawbacks of the 'full' cavitation model. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2016, 10.1: 57-71.
7. Cavitation in reciprocating positive displacement pumps / OPITZ Karsten, et al. *27th International Pump Users Symposium*. Turbo-machinery Laboratory, Texas A&M University, 2011.
8. IANNETTI Aldo, STICKLAND Matthew, DEMPSTER William. A CFD study on the mechanisms which cause cavitation in positive displacement reciprocating pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2015, 1.1: 47-59.
9. Optimization of the structure of water axial piston pump and cavitation of plunger cavity based on the Kriging model / SUN Ze-gang, et al. *Journal of Vibroengineering*, 2016, 18.4: 2460-2474.
10. Wenguan L.I., MCKEOWN Andrew, Zhibin Yu.U. Correction of cavitation with thermodynamic effect for a diaphragm pump in organic Rankine cycle systems. *Energy Reports*, 2020, 6: 2956-2972.
11. VETTER G. KOZMIENSKY R. Pulsation and NPSHA in rotary positive displacement pumps. *World Pumps*, 1999, 1999.389: 37-42.
12. A control system for preventing cavitation of centrifugal pumps / CUCIT Valentino, et al. *Energy Procedia*, 2018, 148: 242-249.
13. Characterization of centrifugal pumps used for professional equipment, development of control strategies to prevent cavitation / CUCIT Valentino, et al. 2019.