

*А.Ю. ЛЕБЕДЕВ*, магістр, НТУ «ХП»

## **ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЯ КАВІТАЦІЇ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА**

Наведено методику розрахунку та значення критерію кавітації лабиринтно-гвинтового насоса. Проведено аналіз впливу конструктивних і робочих параметрів насоса та властивостей робочої рідини на цей критерій. Отримані дані дозволяють на етапі проектування таких насосів оцінити вірогідність виникнення кавітації на його вході.

**Ключові слова:** лабиринтно-гвинтовий насос, кавітація, робоча рідина, газовміст, тиск пароутворення.

**Вступ.** Використання лабиринтно-гвинтових насосів (ЛГН) є однією з новітніх тенденцій в насособудуванні. Вони дозволяють працювати на рідинах з малою в'язкістю та газорідинних сумішах і мають найменший коефіцієнт нерівномірності подачі. Проте, при деяких режимах роботи в цих насосах починає проявлятися кавітація, що може призвести до швидкого виходу їх з ладу. Питання визначення конструктивних та робочих параметрів ЛГН, при яких найбільш виражено утворення кавітації, та їх вплив на цей процес у зв'язку з малим літературним висвітленням є актуальною науково-технічною задачею.

**Аналіз останніх досліджень.** Фізична картина виникнення кавітації в гідроагрегатах на базі аналізу експериментального матеріалу різних авторів наведена в роботі [1]. Відмічено, що поява в рідині кавітаційних бульбашок обумовлюється попередньою наявністю в ній кавітаційних зародків, в якості яких виступає розчинений в робочій рідині (РР) газ, газонасичені тверді частки, ділянки стінок проточних каналів гідроапаратів тощо.

В роботі [2] зазначається, що основну роль в кавітаційному впливі на граничні поверхні грає фаза захоплення бульбашки, коли енергія порівняно повільно запасається у фазі росту бульбашки, концентрується і виділяється за значно менший час (близько  $10^{-6}$  с) та в дуже малому просторі (близько  $10^{-6}$  мм<sup>3</sup>). При появі кавітації суцільність потоку порушується. Ознакою кавітації є падіння тиску на ділянці до величини, що дорівнює тиску пароутворення  $p_n$  в рідині при даній температурі, тобто  $p = p_n$ , після чого тиск на ділянці практично не змінюється, і для практичних розрахунків можна приймати  $p_n = 0$  [3].

В роботі [4] зазначається, що одне значення числа Рейнольдса відповідає двом режимам з кавітацією та без неї і це залежить від протитиску, який відповідає моменту виникнення кавітації:

$$p_{\text{кр}} = (p_{\text{вих}} / p_{\text{вх}})_{\text{кр}} = 1 - (\mu_I / \mu_{II})^2, \quad (1)$$

де  $p_{\text{вих}}$  – стаціонарний тиск на виході з насоса;  $p_{\text{вх}}$  – стаціонарний тиск на вході в насос;  $\mu_I$  – коефіцієнт витрати при безкавітаційному режимі течії;  $\mu_{II}$  – коефіцієнт витрати по абсолютному тиску на вході в насос.

У загальному випадку критерій кавітації прийнято розраховувати за формулою [5]:

$$\sigma = 2(p_{\text{вих}} - p_{\text{п}}) / (\rho v_{\text{ср}}^2), \quad (2)$$

де  $p_{\text{п}}$  – тиск насичених парів рідини;  $\rho$  – густина РР;  $v_{\text{ср}}$  – швидкість течії рідини в стисненому перетині потоку.

В роботі [6] стверджується, що при підвищенні газомісту РР число кавітації збільшується і супроводжується гістерезисним ефектом (кавітація виникає при тиску, більшому ніж тиск насичених парів). Також в [6] наведені загальні рекомендації щодо необхідного значення числа кавітації у залежності від умов роботи насоса.

Безпосередньо кавітаційні характеристики у залежності від форми проточних каналок ЛГН наведені в роботі [7]. В ній зазначається, що ці насоси мають більш високу всмоктуючу здатність ніж вихрові та при зменшенні діаметру робочих органів в них спостерігається суттєве поліпшення кавітаційних характеристик. Так, гранична вакууметрична висота всмоктування для робочих органів з діаметром 100 мм, трапецієдальною нарізкою при 2900 об/хв валу становить 8 м (кавітаційний запас 2 м).

В літературі [8] відмічено, що при виникненні кавітації на вході насоса відбувається винос бульбашок повітря до виходу з насоса, де вони лопаються, в результаті чого на металевих стінках виникає ерозія. Величина ерозії мало залежить від матеріалу, а визначається майже виключно його твердістю.

Аналіз літературних джерел показав, що на даний момент не встановлено значення критерію кавітації ЛГН, та відсутня інформація щодо впливу на цей критерій робочих і конструктивних параметрів насоса та фізичних властивостей РР.

**Мета і задачі дослідження.** Метою статті є визначення впливу властивостей РР, конструктивних та робочих параметрів ЛГН на його критерій кавітації.

**Визначення граничного значення критерію кавітації.** В більшості випадків насоси, що перекачують агресивні рідини, працюють з підпором на всмоктуванні, тобто в режимах далеких від кавітації. Проте, в промисловості існують такі технологічні цикли, в яких кавітаційні характеристики насосів є визначальними. Як було відмічено вище початком виникнення кавітації на вході в насос можна прийняти тиск, який дорівнює тиску насичених парів рі-

дини. В дійсності, тиск, при якому починається кавітація, суттєво залежить і від фізичного стану рідини та температури. При наявності в рідині мікроскопічних включень та бульбашок повітря чи газу, кавітація може виникати при тисках, які перевищують тиск насиченого пара.

Оскільки, мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності подачі ЛГН становить  $3,897 \cdot 10^{-4}$  [9], то при визначенні граничного значення критерію кавітації приймали, що течія РР в гвинтових канавках усталена. Попередні розрахунки руху РР в проточній частині на вході в ЛГН показали, що тиск, обумовлений обертанням вала, не перевищує 10 Па, а похибка від зневажання ним у порівнянні з тиском пароутворення (початку кавітації) становить 0,035%, тобто їм можна знехтувати.

При визначенні кавітаційних характеристик ЛГН розглядали течію РР крізь його гвинтові канавки, див. рис. 1. Приймали наступні припущення: рідина однорідна і ізотропна, розглядали усереднені її параметри; оберти вала насоса  $n = const$ ; вихід рідини з насоса здійснюється крізь короткий трубопровід великого діаметру в атмосферу,  $p_{вих} = p_{атм}$ ; тиск на вході в насос постійний та дорівнює тиску пароутворення  $p_{ех} = p_n$ ; виконуються умова *нерозривності рідини*; насос розташований горизонтально; форма гвинтових канавок – напівкругла (вона є найбільш розповсюдженою формою канавок таких насосів), а їх гідравлічний опір однаковий, тобто  $v_{1cp} = v_{2cp}$ , і дорівнює швидкості рідини в гвинтовій канавці; перетіканнями між канавками нехтували; приймали, що коефіцієнт Коріолісса  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ .

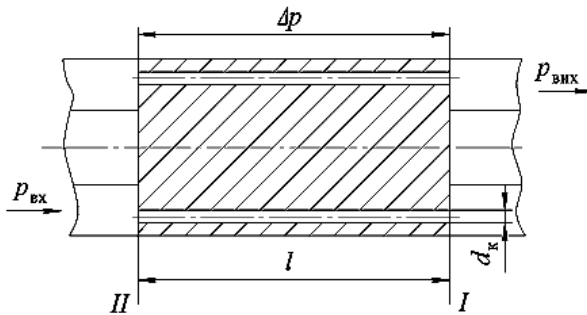


Рис. 1 – Розтин лабіринтно-гвинтового насоса за гвинтовою лінією.

Записували рівняння збереження енергії для двох перетинів на вході та виході з насоса:

$$p_1/\rho + \alpha_1 v_{1cp}^2/2 + gZ_1 = p_2/\rho + \alpha_2 v_{2cp}^2/2 + gZ_2 + \Delta h_{вт}, \quad (3)$$

де  $\Delta h_{вт}$  – втрати тиску в насосі;  $\rho$  – густина РР;  $Z$  – геометричний напір;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Згідно прийнятих припущень, рівняння (3) прийме вигляд:

$$p_1/\rho = p_2/\rho + \Delta h_{вт}. \quad (4)$$

Оскільки  $p_1 = p_{\text{вих}}$  і  $p_2 = p_{\text{вх}}$ , то рівняння (4) можна записати у вигляді:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{вих}} - \rho \Delta h. \quad (5)$$

Густину РР, приймаючи, що структура газорідинної суміші бульбашкова, знаходили за формулою [10]:

$$\rho_C(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[ 1 + \frac{p(t) - p_0}{E_C(t)} \right] \left[ \frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right\} + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ} \quad (6)$$

де  $t$  – час;  $p_0$  і  $p(t)$  – відповідно початковий і робочий тиски рідини у насосі;  $m_0 = V_{r0}/V_{c0}$  – відношення фази нерозчиненого повітря  $V_{r0}$ , до повного обсягу суміші  $V_{c0}$ ;  $\rho_{p0}$  і  $\rho_{r0}$  – густина рідини і газової складової при нормальних умовах відповідно;  $E_C(t)$  – модуль об'ємної пружності газорідинної суміші;  $\alpha$  – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини;  $T_0$  і  $T(t)$  – початкова і змінна температура рідини в гідросистемі відповідно.

Модуль об'ємної пружності газорідинної суміші розраховували за залежністю [11]:

$$E_C(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \times \frac{(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 k \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5)(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 (Ap + B) k \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}, \quad (7)$$

де  $k$  – показник політропи;  $A, B$  – параметри рідини, визначені з статті [11], у залежності від її температури і марки.

При дослідженнях кавітаційних характеристик ЛГН на першому етапі знаходили втрати тиску в насосі:

$$\Delta h = (p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}) / \rho. \quad (8)$$

На другому етапі для визначення швидкості РР на вході та виході гвинтової канавки розглядали втрати тиску в них:

$$\Delta h = (\lambda l / 2R_r + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}}) v_{\text{cp}}^2 / 2g, \quad (9)$$

де  $l$  – довжина гвинтової канавки;  $R_r$  – гідравлічний радіус гвинтової канавки;  $\zeta_{\text{вх}}$ ,  $\zeta_{\text{вих}}$  – коефіцієнти місцевих втрат відповідно на вході та виході у гвинтову канавку насоса, які за даними [12] приймали  $\zeta_{\text{вх}} = 1$ ;  $\zeta_{\text{вих}} = 0,5$ ;  $\lambda$  – коефіцієнт втрат на тертя, який на попередньому етапі розрахунку приймали рівним 0,03, а потім розраховували за формулою  $\lambda = 64/\text{Re}$ , де  $\text{Re}$  – число Рейнольдса.

Для розрахунку числа Рейнольдса визначали коефіцієнт кінематичної в'язкості РР [10]:

$$v_{rC}(t) = \mu_C(t) / \rho_C(t), \quad (10)$$

де  $\mu_C(t)$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, який розраховували за залежністю:

$$\mu_C(t) = \mu_0(1 + 1,5m_0)[1 + a(p(t) - p_0)/p_0] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}, \quad (11)$$

де  $a$ ,  $\lambda_T$  – коефіцієнти ( $a = 0,003$ ,  $\lambda_T$  залежить від типу рідини та для масла гідросистем знаходиться в межах  $0,023 - 0,028$  [13]).

На третьому етапі з формули (9) знаходили середню швидкість РР:

$$v_{cp} = \sqrt{(2\Delta h g) / (0,5\lambda l / R_T + \zeta_{вх} + \zeta_{вих})}. \quad (12)$$

На завершальному етапі за формулою (2) визначали граничний критерій кавітації для ЛГН.

Розрахункові дослідження проводили для базового значення  $p_n$ , який для води дорівнює 5 кПа, та  $1,1p_n$ ,  $1,2p_n$ , див. рис. 2. Для оцінки впливу газовмісту РР на критерій кавітації проводили розрахунок при нульовому його значенні, 10 та 20% вмісту газу в РР, див. рис. 3. За результатами розрахунків встановлено, що у залежності від тиску пароутворення та газовмісту РР критерій кавітації змінюється за лінійною залежністю. Причому, при збільшенні тиску пароутворення він зростає, а при підвищенні газовмісту РР зменшується.

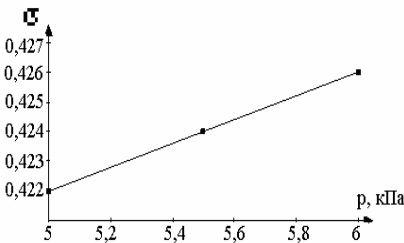


Рис. 2 – Залежність критерію кавітації від тиску пароутворення.

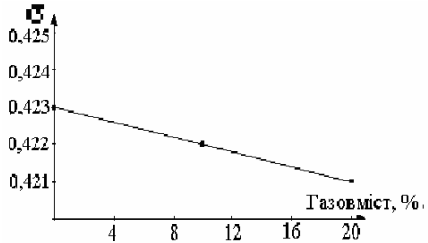


Рис. 3 – Залежність критерію кавітації від газовмісту РР.

Аналіз впливу конструктивних та робочих параметрів насоса дозволив встановити, що зі збільшенням кількості гвинтових канавок та їх гідравлічного радіуса критерій кавітації збільшується, а при збільшенні частоти обертання вала насоса навпаки зменшується. Зазначимо, що значний вплив на цій критерій мають втрати тиску в гвинтових канавках насоса.

**Висновки.** Вперше знайдено значення критерію кавітації для лабіринтно-гвинтових насосів та встановлено вплив на нього конструктивних та ро-

бочих параметрів насоса. За цим критерієм встановлено, що ЛГН відносяться до насосів зі звичайним рівнем кавітації, проте при збільшенні газовмісту РР в них з'являються властивості характерні для насосів, які кавітують.

**Список літератури:** 1. *Кнэпп Р.* Кавитация. / *Р. Кнэпп, Дж. Джейми, Ф. Хэммит* / – М.: Наука, 1974. – 688 с. 2. *Мартынюк А. Я.* Обзор исследований динамики кавитационного пузырька. / *Вибрации в технике и технологиях*. – Винница, 2003 – №3 (29). – С. – 19 – 24. 3. *Кожевников С. Н.* К исследованию гидромеханических систем с учетом волновых процессов в трубопроводах и кавитации жидкости. / *С. Н. Кожевников, В. Ф. Пещат, В. Н. Лобода, В. В. Бережной* / *Гидропривод и гидропневмоавтоматика*. – К.: Техника, 1970 – №6. – С. – 141 – 147. 4. *Глазков М. М.* О методике кавитационного исследования дроссельных устройств гидравлических систем. / *Вопросы надежности гидравлических систем летательных аппаратов*. – К. Книга, 1976 – №3. – С. – 8 – 15. 5. *Глазков М. М.* Модель генерирования кавитационных колебаний давления. / *М. М. Глазков, В. Н. Куренков, Т. В. Тарасенко* / *Вибрации в технике и технологиях*. – Винница, 2003 – №4 (30). – С. – 40 – 43. 6. *Пирсол И.* Кавитация. / – М.: «Мир», 1975. – 95 с. 7. *Голубев А.И.* Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. / – М. Машиностроение, 1981 – 112 с. 8. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : [метод. рекомендации]. – М.: НИИмаш, 1979. – 55 с. 9. *Лебедєв А. Ю.* Визначення нерівномірності подачі лабиринтно-гвинтового насоса / *А. Ю. Лебедєв, П. М. Андренко* / *Промислова гідраліка і пневматика*. – 2012. – №3 (37). – С. 33 – 37. 10. *Лурье З. Я.* Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / *З. Я. Лурье, И. В. Федоренко* / *MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences*. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. – С. 10–25. 11. *Прокофьев В.Н.* Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / *В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая* / *Известие ВУЗов. Машиностроение*, 1968. – №.2. – С. 87-93. 12. *Баишта Т.М.* Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / *Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов* / – М.: Машиностроение, 1970. – 504 с. 13. *Хохлов В.А.* Электрогидравлические следящие системы / *В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова* / М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.

*Надійшла до редколегії 01.02.2013*

---

УДК 621.646

**Визначення критерію кавітації лабиринтно-гвинтового насоса / А. Ю. Лебедєв,** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХП», 2013. – №5 (979). – С. 124-129. Бібліогр.: 13 назв.

Приведена методика расчета и значения критерия кавитации лабиринтно-винтового насоса. Проведен анализ влияния конструктивных и рабочих параметров насоса и свойств рабочей жидкости на этот критерий. Полученные данные позволяют на этапе проектирования таких насосов оценить вероятность возникновения кавитации на его входе.

**Ключевые слова:** лабиринтно-винтовой насос, кавитация, рабочая жидкость, газосодержание, давление парообразования.

The method of calculation and value of criterion of cavitations of labyrinth-spiral pump is resulted in the article. The analysis of influence of structural and workings parameters of pump and properties of working liquid is conducted on this criterion. Findings allow during the design of such pumps to estimate probability of origin of cavitations on his entrance.

**Key words:** labyrinth-spiral pump, cavitations, working liquid, gas content, pressure of vaporization.