

ДО ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА ІНЕРЦІЙНОГО ТИПУ

Краснолуцький Петро Петрович

кандидат технічних наук, доцент

Подільський державний університет (м. Кам'янець-Подільський)

Україна

Розвиток фермерських підприємств та кліматичні зміни загострили проблему водозабезпечення садів, ягідників, ділянок зрошувального землеробства. При цьому водопіднімальні установки повинні забезпечувати подачу з низько дебітних джерел при малому рівні води і значному вмісті в ній мінеральних домішок. Відтак триває розробка та наукові дослідження різноманітних варіантів насосів, які відповідають встановленим вимогам.

Насоси за принципом гідравлічної дії прийнято поділяти на динамічні та об'ємні [1]. Вважається, що перші приводять рідину у рух завдяки силам інерції та тертя, а другі – за рахунок періодичної зміни об'єму робочої камери. Однак за чинним Державним стандартом України класифікація насосів кардинально змінено і, крім об'ємних насосів, окремо виділяють такі класи: відцентрові, струминні, газліфтні, електромагнітні, а також гідроударні підйомники та гідроелеватори [2]. Очевидно, що і ця класифікація не є достатньо вичерпною та однозначною. Зокрема доцільним є застосування терміну «насос інерційного типу», який було запропоновано видатним вченим В.М. Усаковським [3]. Першими конструкторами таких насосів були Г. М. Шухов, М. Є. Брейтер, К.А. Єлисєєв, Т. Беллок, А. Бодіне, Н. Бо, Е. Чекалюк. Робота інерційних насосів заснована на створенні в рідині коливальних процесів, що сприяють її руху під дією сил інерції. Принцип роботи подібний до насосів поршневого, мембранного або перистальтичного типу з тією різницею, що роль камери (циліндра) відіграє водопідйомна труба, а поршень чи мембрана здійснюють високочастотні коливання. Причому у деяких конструкціях застосовано прохідний поршень з клапаном.

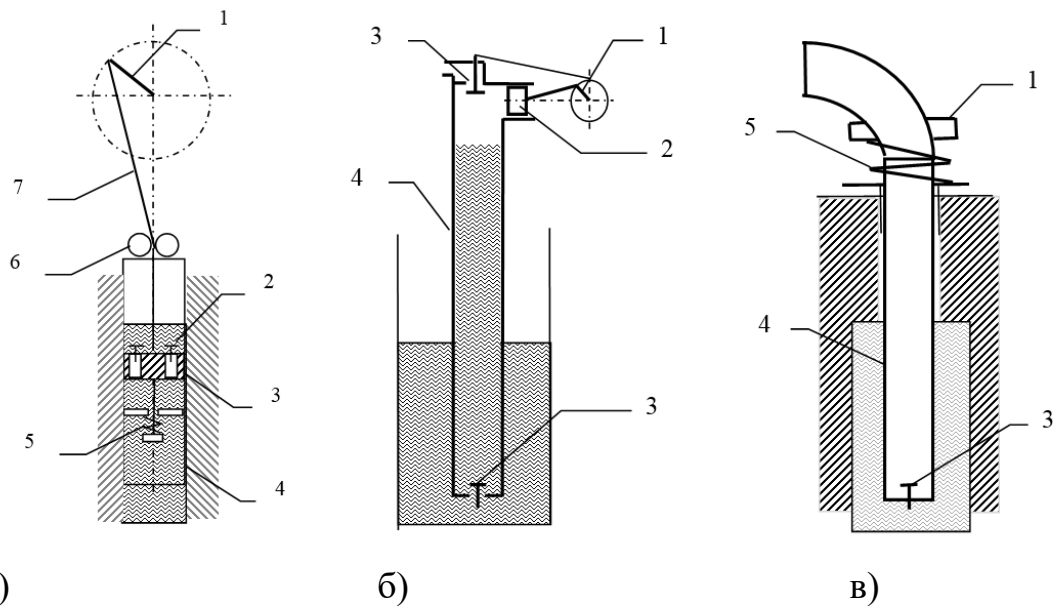


Рис. 1 Схеми принципові насосів

а) з прохідним поршнем конструкції Г. Шухова ; б) конструкції Т. Беллока;
 в) з вібротрубою;

1 – вібратор; 2 – поршень; 3 – клапан; 4 – труба водопідйомна; 5 – пружина;
 6 – механізм напрямний; 7 – зв'язок гнучкий

Ці насоси порівняно з насосами об'ємного типу відрізняються підвищеним коефіцієнтом наповнення і простотою конструкції. Досить швидко викреслився домінуючий напрямок розвитку – збільшення частоти коливань до рівня акустичних, тоді коливання стовпа рідини перетворюються на його вібрацію з результирующим вертикальним зсувом. За певних умов можна ініціювати такий рух через вібрацію колони труб лише з одним впускним клапаном. Відтак такі насоси стали вважатись вібраційного типу і відноситись до класу насосів тертя. Для приводу застосовуються вібратори різних типів, які створюють частоту коливань робочого елемента 50...300 Гц. Об'єднання в одному блоці насоса і вібратора дозволяє створювати компактні насоси, придатні для монтажу у стиснених умовах. Прикладом є досить популярний насос марки «Малютко».

Але високочастотна вібрація робочих органів насосів обумовлює ряд їх недоліків. Вони не спроможні забезпечити високу подачу, мають занижений (порівняно з насосами інших класів) к.к.д., висовують високі технологічні

вимоги до приводу і схильні до зриву подачі, який виникає через відрив води від поршня у той момент, коли він починає рухатись з високим прискоренням.

Усунути або принаймні послабити ці недоліки можна, якщо застосувати прохідний поршень конічної форми. У такому разі, враховуючи закон Бернуллі, його частоту коливань можна істотно зменшити без падіння вихідного напору за рахунок прискорення потоку у звуженій частині.

Насос складається зі стакану перемінного перетину 1, чаші 2 з клапаном 3, акумулюючого ковпака 4, штанги 5, ексцентрикового приводного механізму 6 і шланга 7.

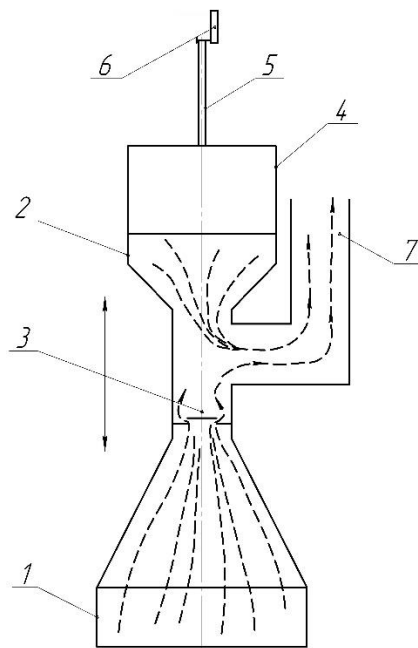


Рис. 2 Схema насосу принципова

1 – стакан; 2 – чаша; 3 – клапан; 4 - ковпак акумулюючий; 5- штанга; 6- ексцентриковий приводний механізм; 7- шланг.

При обертанні приводного валу з ексцентриком (вручну, від вітродвигуна чи електродвигуна) стакан з чашею і ковпаком робить рух з розрахунковою амплітудою 30...40 мм і частотою 1.4 c^{-1} . Під час робочого ходу виникає інерційний напір, величина якого залежить від прискорення стакану. Цей напір підсилюється при переході широкої частини стакану в горловину, а також непрямым гідравлічним ударом від надходження води в ковпак. По закінченні робочого ходу клапан чаші перекриває впускний отвір і вода з верхньої частини чаші виштовхується в нагнітальний шланг.

Вихідними даними для розрахунку насоса є його необхідна подача (для експериментальної установки було прийнято $Q = 2 \text{ м}^3/\text{год} = 0,56 * 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек}$) та напір $H = 20 \text{ м. вод. ст.}$ За один робочий хід через стакан проходить маса води:

$$m_x = \frac{\pi * D^2}{4} * l * g, \quad (1)$$

де D - діаметр основи стакана, м;

l - довжина ходу, м;

g - густина води, $g = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Можна вважати умовно, що стакан є нерухомим, а вода рухається в ньому під дією деякої зовнішньої сили. Тоді кількість руху у перерізах становитиме:

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= m * V_1; \\ I_2 &= m * V_2, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де V_1, V_2 - відповідно середня швидкість води у перерізах 1-1, 2-2

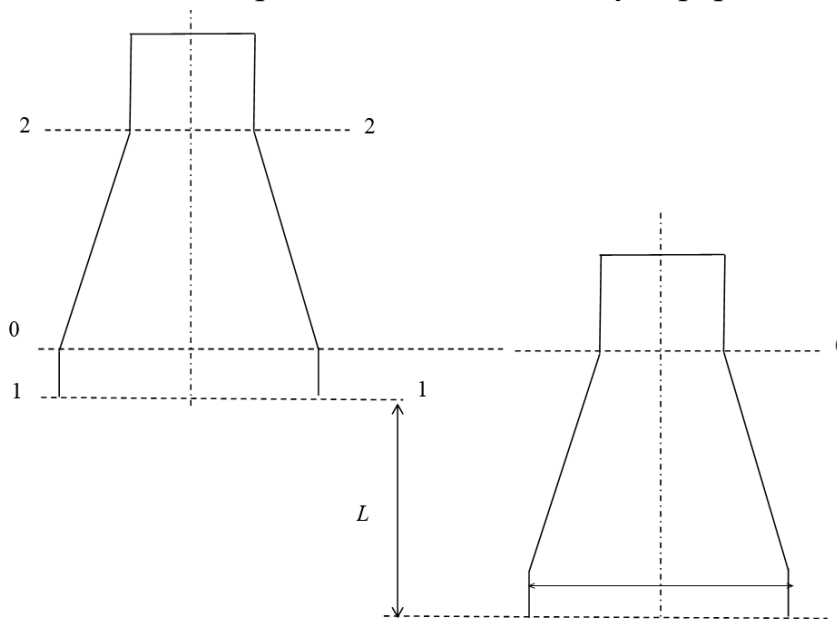


Рис. 3. Схема розрахункова положення стакана на початку і в кінці ходу

Сила, що ініціює прискорення потоку, визначається з відомого закону, як зміна кількості руху:

$$F = \frac{I_2 - I_1}{t_x}, \quad (3)$$

де t_x - тривалість ходу, с.

Враховуючи коливальний характер руху і приймаючи тривалість робочого ходу за половину часу циклу $t_x = 0,5 * t_{\text{ц}}$ (що цілком можливо при нехтуванні силами поверхневого натягу), одержимо:

$$t_x = 0,5 * t_{\text{ц}} = 1/2\nu, \quad (4)$$

де ν - частота коливань стакану або кількість циклів за секунду.

Тоді:

$$F = \frac{m * (V_2 - V_1)}{t_x} = \frac{\pi * D^2}{4} * l * g * \nu * 2(V_2 - V_1) \quad (5)$$

З рівняння нерозривності потоку можна виразити швидкість V_2 через V_1 :

$$V_2 = V_1 * D^2 / d^2, \quad (6)$$

де d^2 -діаметр горловини стакану, м.

Підставляючи у формулу 5 замість V_2 це співвідношення, одержимо:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} * l * g * 2 * \nu * V_1 * \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right). \quad (7)$$

Величина $\frac{\pi D^2}{4} * l$ - це об'єм води, який подається у трубопровід за один

хід стакану. Тоді справедлива тотожність

$$\frac{\pi D^2}{4} * l * \nu = Q, \quad (8)$$

де Q - подача насоса, м³/сек.

З урахуванням цього вираз 7 можна представити як:

$$F = 2 * g * Q * V_1 * \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \quad (9)$$

Якщо знехтувати втратами напору у стакані, то опір у перерізі 2-2 визначається як:

$$H_2 = F / S_2, \quad (10)$$

де S_2 - площа живого перерізу горловини, $S_2 = \pi d^2 / 4$.

Тоді після елементарних перетворень формула напору

$$H = 2 * \rho * V_1^2 * \frac{D^2}{d^2} \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right). \quad (11)$$

Діаметр D визначаємо з умови:

$$D = D_{\text{тр}} - 2 * \delta - 2 * v, \quad (12)$$

де $D_{\text{тр}}$ - внутрішній діаметр обсадної труби; промисловістю передбачений випуск посиленних обсадних труб мінімального діаметру $D_{\text{тр}} = 150$ мм;

δ - монтажний зазор між стінками стакана і труби, приймаємо $\delta = 8$ мм;

v - товщина стінки стакана; приймаємо $v = 3,5$ мм.

Тоді необхідний діаметр

$$D = 150 - 2 * 8 - 2 * 3,5 = 127 \text{ мм}$$

Заокруглюючи до стандартного значення, приймаємо $D = 125$ мм. Діаметр горловини вибираємо таким же, як діаметр труб магістралі, тобто $d = 25$ мм

З формули 11 можна визначити необхідну швидкість руху стакана:

$$V_1 = \sqrt{\frac{H * d^2}{2 * \rho * D^2 * \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)}}, \quad (13)$$

Підставивши відповідні значення, одержимо:

$$V_1 = \sqrt{\frac{20 * 0.025^2 * 10^5}{2 * 1000 * 0.125^2 * \left(\frac{0.125^2}{0.025^2} - 1 \right)}} = 1,28 \text{ м/с.}$$

Для перетворення обертального руху приводного валу у зворотно-поступальний рух стакана застосовується ексцентриковий механізм. У цьому випадку поступальна швидкість стакана буде змінюватись за відомим законом:

$$V_i = \omega * r * \sin \alpha, \quad (14)$$

де ω - кутова швидкість обертання валу, с^{-1} ;

r - ексцентриситет валу, м;

$\sin \alpha$ - кут повороту валу, град.

З метою забезпечення можливості використання не тільки електродвигуна, але й альтернативного приводу (від вітрова двигуна), приймаємо орієнтовно $\omega = 25,12 \text{ с}^{-1}$ (тобто частоту обертання $n_c = 4 \text{ с}^{-1}$). Звідси необхідний ексцентриситет при максимальній швидкості, яка відповідає куту $\omega = 90$ град

$$\frac{V_1}{\omega} = \frac{1.28}{25.12} = 0,04 \text{ м.}$$

Так як фактична швидкість руху змінюється в залежності від кута повороту ексцентрика, то необхідно побудувати, користуючись наведеними формулами, графіки фактичного напору і подачі насосу. При цьому фактична (миттєва) подача розраховується як

$$Q_i = \frac{\pi * D^2}{4} * \omega * r * \sin \alpha, \quad (15)$$

Задаючись значеннями α , можна побудувати графіки $H_i = f_1(\alpha)$ та $Q_i = f_2(\alpha)$. Очевидно, що напір і подача змінюються циклічно. Для згладжування коливань параметрів роботи насоса слід застосовувати повітряно-аккумуляуючий ковпак, об'єм якого орієнтовно можна визначити як:

$$V_k = Q * \Delta t * \varphi, \quad (16)$$

де Q - задана секундна подача насоса, $Q = 0.56 * 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

Δt - тривалість холостого ходу, з графіка, $\Delta t = 0,24 \text{ с}$;

φ - коефіцієнт заповнення, який враховує наявність у ковпаку мембрани і повітря, $\varphi = 1,2$.

$$V_k = 0,56 * 10^{-3} * 0,24 * 1,2 = 0,16 * 10^{-3} \text{ м}^3$$

Для експериментальної установки прийнято ковпак діаметром 70 мм і висотою 50 мм, об'єм якого становить 0,19 л.

Список використаних джерел

1. Дуганець В.І., Бендера І.М., Дідур В.А., Олексійко С.Л., Михайлович Я.М. & Гуцол Т.Д. (2013). *Гідравліка. Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник*. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В.
2. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення. (1995). *ДСТУ 3063-95 від 21.04.1995*. Київ: Держстандарт України
3. Усаковский В. М. (1973). *Инерционные насосы*. Москва: Машиностроение.