

В.Р. КУЛІНЧЕНКО, д-р техн. наук,
І.К. МОТУЗ, д-р техн. наук
Національний університет харчових технологій

РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОПЛАЗМОВИХ НАСОСІВ

Наводиться методика розрахунку і вибору вібраційних електроплазмових насосів з невеликою подачею до 5 л/с.

Ключові слова: насос, подача, напір, тиск, ударна хвиля, цикл, робоча камера, клапан, плазма.

Широке розповсюдження в промисловості і побуті отримують насоси з невеликою подачею (до 5 л/с) при тисках до десятків мегапаскаль. Для таких параметрів найдоцільніше використовувати електроплазмові насоси. Рідина, що перекачується таким насосом, виштовхується з робочої камери зростаючою пароговздою бульбашкою, яка заміняє механічний виштовхувач. Такий насос конструктивно простий, герметичний, не має механічних виштовхувачів, рухомих деталей (за винятком клапанів), ущільнень з парами тертя, немає недоліків, які притаманні об'ємним насосам.

Конструктивно електроплазмовий насос (рис. 1) складається з корпусу 1 з нагнітання перекачуваної рідини. Всередині корпусу знаходиться робоча камера 12 з параболічним відбивачем 6 для спрямованого відбиття хвиль тиску і руху частинок рідини вздовж осі насоса і електроди 7, установлені так, щоб розряд між ними відбувався у фокусі параболі. Електроди 7 приєднані до високовольтної обмотки трансформатора 11 з ємністю 9 і випрямлячем 10.

Трансформатор 11 підвищує напругу живильного струму до величини, що трохи перевищує необхідну для пробію перекачуваного середовища між електродами 7. Величина напруги визначається розрядним проміжком 8.

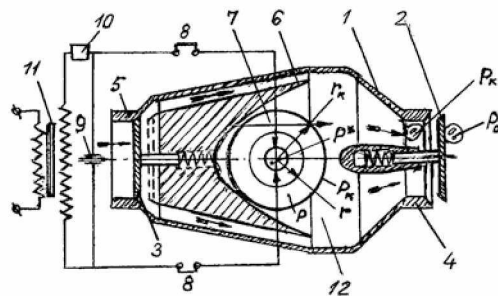


Рис. 1. Принципова схема електроімпульсного насоса

Конденсатор 9 періодично розряджається. У мить розряду між електродами 7 утворюється іскра, яка утворює плазмовий канал з високою температурою, рідина з якого видаляється на короткий проміжок часу, внаслідок цього на стінках каналу виникає тиск у декілька сот мегапаскаль, а рідині, що оточує канал передається ударна хвиля, яка розповсюджується з надзвуковою швидкістю.

Великі тиски в ударній хвилі не можуть викликати переміщення рідини з робочої камери 12, тому що дія її короткочасна. В наступний проміжок часу тепло, що виділилося в каналі

розряду між електродами, утворює невелику парогозову зону радіусом r з високим тиском і температурою. Ця зона починає розширюватися, але зі швидкістю в десятки разів меншою, за швидкість розповсюдження ударної хвилі. Зміна тиску і температури в шарах рідини у цей період не дуже різкий, але при цьому прогнозована зона розширюється так швидко, що оточуюча рідина не встигає нагрітися за час знаходження в робочій камері [1, 2].

Внаслідок розширення парогозової зони до певного об'єму з радіусом r_k рідина виштовхується з робочої камери через нагнітальний канал 2 в напірну трубу. В момент виштовхування рідини енергія всередину камери не підводиться. Завдяки цьому із збільшенням парогозової зони тиск і температура в ній зменшуються за адіабатним законом. Одночасно з цим рідина розганяється і набуває великий запас кінетичної енергії, яка перетворюється в енергію тиску під час зупинки рідини в кінці циклу нагнітання.

Після закінчення циклу нагнітання починається конденсація парової бульбашки. Тиск в робочій камері стрімко падає, нагнітальний клапан 2 закривається, при досягненні тиску меншого, ніж у всмоктувальному патрубку 5; відкривається клапан 3, через який надходить нова порція рідини, яка заповнює звільнений простір робочої камери 12. Далі цикл повторюється.

Величина створюваного тиску в початковому об'ємі парогозової зони, що утворюється в мить розряду, залежить від потужності розряду. Кінцевий тиск в робочій камері насоса і кількість транспортованої рідини буде залежати від співвідношення кінцевого і початкового об'ємів парогозової зони. При цьому чим більше буде це співвідношення, тим більша подача буде досягнута за один розрядний цикл і тим меншим буде створюваний тиск. Тому регулювання подачі і тиску можна здійснювати запірним органом на нагнітанні.

Внутрішні втрати в насосі складаються з втрат перетворення теплової енергії в роботу розширення всередині робочої камери, а також з гідравлічних й інерційних втрат, які відбуваються в основному у клапанній системі. Вплив інерційних і гідравлічних втрат на напір насоса і повний внутрішній ККД повинен бути суттєвим, тому що швидкість і прискорення у транспортованій рідині будуть великими внаслідок періодичності процесу. Для зменшення гідравлічних й інерційних втрат канали під клапанами необхідно робити дифузорними з великим прохідним перерізом, а перед входом в насос і на виході з нього варто ставити демпферні ємності, частково заповнені повітрям, які одночасно сприятимуть зменшенню нерівномірності подачі і тиску.

Будемо розглядати рух рідини, без урахування її стисливості. Інтегруючи рівняння руху, складеного для точки рідини у прилеглих шарах до парової зони, а також враховуючи рівняння нерозривності потоку і те, що процес розширення відбувається за адіабатним законом, отримаємо наступну схему виводу виразу для швидкості руху рідини в клапані.

Рівняння руху:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial p}{\partial r} = 0. \quad (1)$$

Рівняння нерозривності потоку:

$$v(r, t) = \frac{F(t)}{r^2}, \quad (2)$$

де v — швидкість рідини на радіусі сфери r ; p — тиск на цій сфері; t — час; ρ — густина; $F(t)$ — деяка функція часу.

Підставимо dv/dt з рівняння (2) в (1) і проінтегруємо його по радіусу з деякого r до r_k , що відповідає кінцевій фазі розширення парогозової області. При $r = r_k$, $v = 0$ і $F(t) = 0$ вираз матиме вигляд:

$$\frac{F'(t)}{r} - v^2 + \frac{1}{2}v^2 + \frac{1}{\rho}(p_k - p), \quad (3)$$

де p_k — тиск на сфері радіусом r_k .

ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ

Виконаємо підстановку повної похідної в рівняння (3):

$$F'(t) = 2rv^2 + 2r^2v \frac{dv}{dr}$$

і залежності $p = p^* \left(\frac{e^3}{r^3} \right)^x$.

Тут прийнято, що тиск p в парогазовій області змінюється за адіабатним законом від деякого початкового тиску p^* в області з радіусом e до тиску p ; x — показник адіабаты, у розрахунках приймається рівним 1,3.

Після названих підстановок і математичних перетворень отримаємо:

$$\frac{3}{2}v^2 + \frac{r}{2} \frac{d}{dr}(v^2) = \frac{p^* (e^3 / r^3)^x - p_k}{\rho}. \quad (4)$$

Розв'язуючи це рівняння без правої частини, отримаємо вираз:

$$v^2 = \frac{C(r)}{r^3}. \quad (5)$$

Підставимо рівняння (5) і його похідну $d(v^2)/dr$ у рівняння (4), знайдемо залежність для $C(r)$, яку знову підставимо в (5). Сталу C_1 , що ввійде в останній вираз, визначимо з граничних умов при $r = e$, $v = 0$. Тоді кінцевий вираз для швидкості рідини всередині камери набуває виду:

$$\begin{aligned} v^2 + \frac{2}{3} p_k \left(1 - \frac{e^3}{r^3} \right) \frac{1}{\rho} - \frac{2}{3} p^* \times \\ \times \frac{e^3}{(x-1)r^3} \left(1 - \frac{e}{r} \right) \frac{1}{\rho} = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Кінцевий тиск в рідині всередині камери p_k пов'язаний з тиском нагнітання p_0 наступною залежністю:

$$p_k = p_0 + \zeta \rho \frac{v_{кл}^2}{2} \quad (7)$$

за умови, що рідина нагнітається з робочої камери в ємність досить великих розмірів і $p_0 = \text{const}$. У цьому рівнянні ζ — коефіцієнт втрат у клапані; $v_{кл}$ — швидкість рідини, що проходить через клапан.

Швидкість всередині камери v і в клапані $v_{кл}$ пов'язані між собою рівнянням нерозривності потоку: $4\pi r^2 v = F_{кл} v_{кл}$, де $F_{кл}$ — прохідна площа перерізу клапана.

Якщо виконати названі підстановки в рівняння (6), а також підстановки $r = ke$ і $r_{кл} = \sigma e$, де $r_{кл}$ — радіус приведеної площі прохідного перерізу клапана, то рівняння для швидкості рідини в клапані набуде наступного вигляду:

$$v_{кл} = \sqrt{\frac{p^*}{\rho}} \frac{A}{B}, \quad (7)$$

$$\text{де } A = \sqrt{\frac{3}{2} \left[\frac{1}{(x-1)k^3} - \frac{p_0}{p^*} \left(1 + \frac{1}{k} + \frac{1}{k^2} \right) \right] \left(1 - \frac{1}{k} \right)}, \quad B = \sqrt{\frac{\sigma^4}{16k^4} + \frac{1}{3} \zeta \left(1 - \frac{1}{k^3} \right)}.$$

Графічна залежність виразу (7) наведена на рис. 2.

Із виразу (7) при $r = r_k$, коли $v_{кл} = 0$, тобто в кінці фази розширення парогазової зони, можна отримати рівняння характеристики насоса в безрозмірній формі:

$$\frac{p_k}{p^*} = \frac{1}{k(x-1)(k^3 + k + 1)}. \quad (8)$$

Це рівняння приведені на графіку рис. 3. Де p — тиск на сфері радіусом r у період її росту. Залежності (6) і (8) справедливі і для фази стиснення парогазової області.

Зв'язок між тиском і подачею насоса устанавлюється формулою:

$$Q = \frac{4}{3} \pi n (k_{\max}^3 - 1) e^3, \quad (9)$$

де n — кількість розрядів за секунду; $k_{\max} = r_{\max}/e$.

З рис. 3 видно, що тиск в оточуючій рідині у кінці розширення парогазової зони буде значно вищим, ніж в самій зоні, тому що до моменту зупинки границі бульбашки вся кінетична енергія рідини переходить в потенціальну енергію тиску.

Швидкість у клапані зменшується, а значить, зменшуються гідравлічні втрати зі збільшенням прохідного перерізу клапана, що визначається параметром σ (рис. 2).

Гідравлічні втрати можна оцінити гідравлічним ККД:

$$\eta_r = \frac{p_0}{p_k} = \frac{p_0}{p_0 + \zeta \rho \frac{v_{кл}^2}{2}},$$

де p_0 — тиск нагнітання за нагнітальним клапаном. Така оцінка гідравлічних втрат можлива тільки при малих інерційних втратах, що відповідають об'єму робочої камери, приблизно рівній $4/3(\pi r_k^3)$. Підставляючи у цю формулу значення $v_{кл}$ з рівняння (7), після перетворень отримаємо:

$$\eta_r = \frac{1 + 5,33 \frac{\zeta k}{a^4} (k^3 - 1)}{1 + \frac{17,8 \zeta}{a^4} \frac{p^*}{p_k} (k - 1)}. \quad (10)$$

За цим рівнянням розраховують гідравлічний ККД в період процесу витіснення рідини з робочої камери. Гідравлічний ККД значно змінюється за названий період, при цьому найменше його значення відповідає початковій фазі розширення парогазової зони, коли виштовхується порівняно невелика кількість рідини; зі збільшенням об'єму парогазової зони і кількості

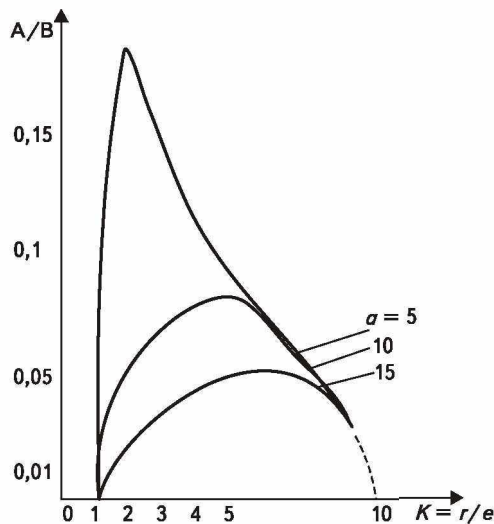


Рис. 2. Зміна швидкості у клапані при $p_k/p^* = 0,005$; $\zeta = 5$ і різних значеннях σ

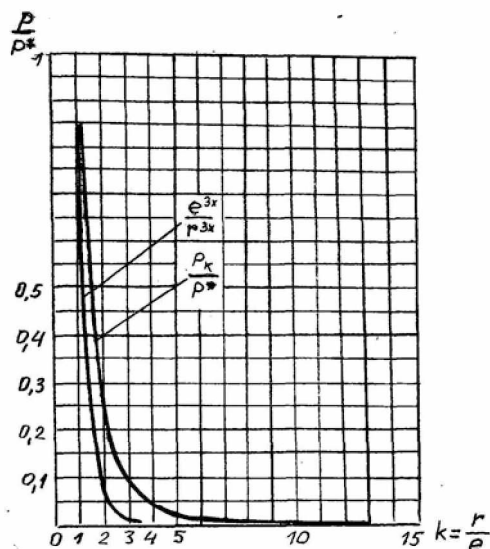


Рис. 3. Зміна тиску в паровій зоні — p і у транспортованій рідині — p_k

ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ

виштовхнутої рідини η_r швидко зростає. Тому середнє значення гідравлічного ККД $\eta_{r, \text{сер}}$ за цикл виходить достатньо високим і в основному також залежить від параметра α , яким визначається розмір клапана.

Планіметрія графіків, побудованих за допомогою формули (10), дозволяє отримати значення $\eta_{r, \text{сер}}$. На рис. 4 наводяться залежності $\eta_{r, \text{сер}}$ у залежності від p^*/p_k , α і ζ , з якого видно, що середній гідравлічний ККД збільшується з ростом α і збільшенням відношення p_k/p^* , а значить і зі збільшенням p_0 .

Втрати викликані перетворенням теплової енергії в роботу розширення парогазової зони враховуються адіабатним ККД:

$$\eta_{\text{ад}} = 0,5 \left(1 - \frac{1}{k_{\text{max}}} \right). \quad (11)$$

Коефіцієнт 0,5 враховує теплові втрати в ударній хвилі, установлені дослідним шляхом [1].

Аналізуючи формулу (11), можна стверджувати, що теплові втрати зменшуються зі збільшенням r_k . Отже гідравлічні втрати збільшуються, а теплові зменшуються зі збільшенням парогазової зони (в певних межах, які можна визначити тільки дослідним шляхом). Із збільшенням прохідного перерізу клапана гідравлічні втрати зменшуються.

Розрахунок внутрішнього ККД $\eta_{\text{вн}} = \eta_{r, \text{сер}} \eta_{\text{ад}}$ показує, що оптимальна його величина становить 0,35 — 0,4 при $2 \cdot 10^{-2} \geq p_0/p^* \geq 0,5 \cdot 10^{-2}$, що для води відповідає p_0 від 10 до 50 МПа. Подальше збільшення p_0 веде до збільшення ємності конденсаторів, що небажано.

Тиск p^* розраховується чи за рівнянням відповідних станів (12), чи за рівнянням Клапейрона, яке теж придатне для великих стискань під час фазового переходу рідини в пару [3].

$$p^* = p_{\text{кр}} \left(4 \frac{T}{T_{\text{кр}}} - 3 \right), \quad (12)$$

де $p_{\text{кр}}$ і $T_{\text{кр}}$ — критичні значення тиску і температури.

Радіус e визначається за витратами енергії в одному розряді на нагрівання рідини в об'ємі названого радіуса. Величина цих витрат залежить від маси рідини, що нагрівається, теплоємності і температури. При цьому густина $\rho_{\text{кр}}$ і теплоємність $c_{\text{кр}}$ рідини (у критичному стані рідини) визначаються по довідковим даним, а температура T згідно даних [2] у залежності від досліджуваної рідини, напруги і режиму розряду:

$$W_p = \frac{8}{3} \pi e^3 \rho_{\text{кр}} c_{\text{в,кр}} T. \quad (13)$$

При цьому $W_p = (U^2 C)/2$, де U — напруга розряду; C — ємність конденсатора.

Порівняння результатів теоретичного і експериментального досліджень виконано на моделі електроплазмового насоса з подачею 0,26 л/с, напором 200 м вод. ст., напругою 40 кВ, ємністю конденсатора 2 мФ, кількістю розрядів в секунду 2, робоча рідина — вода.

При цьому температура в зоні розряду досягала 20000 °С, витрати енергії на один розряд для названої напруги і ємності конденсатора дорівнювали 0,6 кВт, $e = 2,7$ мм, $k_{\text{max}} = 11,7$ і $r = 31,6$ мм [визначені за формулами (13) і (9)]; $p^* = 2700$ МПа, $p_k = 5150$ МПа [визначені за формулами (12) і (8)]. При $r_{\text{кл}} > 10e = 27,0$ мм і $p_k/p^* < 0,002$ $\eta_{r, \text{сер}} = 0,53$, а тиск $p_0 = 2730$ МПа. Експериментальне значення внутрішнього ККД становило 0,163, а розрахункове 0,22. Значення адіабатного ККД розрахункові і дослідні повинні відрізнятися незначно, тому що процес адіабатний. По формулі (11) $\eta_{\text{ад}} = 0,456$. Звідки дослідне значення гідравлічного ККД 0,356, а розрахункове 0,53.

Висновок. Розглядуваний насоса має невеликий ККД, але він викликає певний інтерес, тому що в одноступеневому виконанні за його допомогою можна отримати тиск нагнітання до 10 МПа і більше.

ЛІТЕРАТУРА

1. Коул Р. Подводные взрывы / Коул Р. — М.: Изд. иностранной литературы, 1962. — 362 с.
2. Спасский К.Н. Электроимпульсные насосы / Спасский К.Н. // Сб. трудов ВЗПИ, Серия: Гидравлика и гидравлические машины. — М.: 1974. — вып. 90. — С. 55 — 65.
3. Ландау Л.Д. Курс общей физики. Механика и молекулярная физика / Ландау Л.Д., Ахиезер А.И., Лифшиц Е.М. — М.: Наука, 1965. — 410 с.

Рассмотрена методика расчета и подбора вибрационных электроплазменных насосов с небольшой подачей до 5 л/с.

Ключевые слова: насос, подача, напор, давление, ударная волна, цикл, рабочая камера, клапан, плазма.

W. Kulinchenko, I. Motuz

The calculation of the electro plasma pumps

The method of engineering calculations and sizing for vibration electro plasma, pump rate up to $5 \text{ L} \cdot \text{s}^{-1}$ has been studied.

Comparison of the results of theoretical and experimental studies were carried out on the model of electro plasma pump feed as 0,26 L/s, the pressure of 200 m water post, a voltage of 40 kW, the capacity of the capacitor 2 mF, the number of bits per second 2, the working fluid is water.

The temperature in the zone of the discharge reached 20000 °C, energy costs by one digit for the voltage and capacitance of the capacitor amounted to 0,6 kW, $e = 2,7 \text{ mm}$, $k_{\text{max}} = 11,7$ i $r = 31,6 \text{ mm}$ [defined by formulas (13) and (9)]; $p^* = 2700 \text{ Mpa}$, $p_k = 5150 \text{ Mpa}$ [defined by formulas (12) and (8)]. The $r_{\text{кл}} > 10e = 27,0 \text{ mm}$ and $p_k/p^* < 0,002$ $\eta_{\text{г.сеп}} = 0,53$, and pressure $p_0 = 2730 \text{ Mpa}$. The experimental value of the internal EFFICIENCY was 0,163, and settlement of 0.22. The value of EFFICIENCY of the settlement and research should differ slightly, because адиабатный process. According to the formula (11) $\eta_{\text{ан}} = 0,456$. Where the research value of the hydraulic EFFICIENCY of 0,356, and settlement of 0.53.

The pump has a small degree of EFFICIENCY, but it is of some interest, because in direct fulfillment it can provide you with discharge pressure up to 10 Mpa and more.

Key words: pump, discharge rate, head, pressure, shock vive, cycle, working chamber, valves, plasma.

Одержана редколегією 10.03.2011 р.