

ВПЛИВ ЗНАЧЕННЯ КУТА ЗАКРИТТЯ УСМОКТУВАЛЬНОГО КУЛЬОВОГО КЛАПАНА РОЗЧИНОНАСОСА НА ЗВОРОТНІ ВТРАТИ РОЗЧИННОЇ СУМІШІ

Є. А. Васильєв, канд. техн. наук, доцент,
Полтавський національний технічний університет ім. Ю. Кондратюка,
м. Полтава

Розроблена математична модель утворення зворотних витоків розчинної суміші через усмоктувальний кульовий клапан розчинонасоса впродовж такту нагнітання; обраховане числове значення кута закриття клапана на основі конструктивних параметрів робочої камери та реологічних параметрів середовища.

Ключові слова: витокі, розчинна суміш, клапан, робоча камера.

Разработана математическая модель образования обратных утечек растворимой смеси через всасывающий шаровой клапан растворонасоса в течение такта нагнетания; вычислено числовое значение угла закрытия клапана на основе конструктивных параметров рабочей камеры и реологических параметров среды.

Ключевые слова: утечки, растворимая смесь, клапан, рабочая камера.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Для розчинонасосів із гідравлічним або комбінованим приводом, які характеризуються сталою швидкістю поршня впродовж циклу роботи, втрати розчинної суміші, які виникають в такті нагнітання у процесі спрацьовування усмоктувального клапана на закриття $Q_{нагн}$, визначаються за формулою, до складу якої входять величини, які є константами для обраної конструкції робочої камери розчинонасоса та значення рухомості розчинної суміші.

У випадку, коли поршень приводиться в дію кривошипно-шатунним механізмом, швидкість поршня є змінною, тому розрахунок можна провести, лише якщо відомий кут закриття усмоктувального клапана.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ВИДІЛЕННЯ НЕ РОЗВ'ЯЗАНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Відомий однопоршневий диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску [6], схематичний переріз якого наведений на рис. 1.

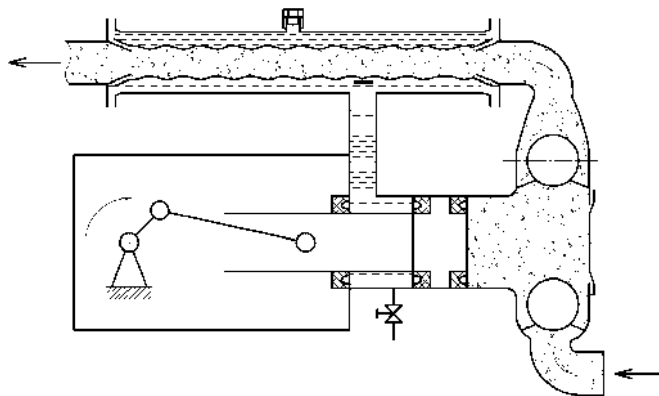


Рисунок 1 – Схема диференціального розчинонасоса

Робочий орган даного розчинонасоса приводиться в дію за допомогою електричного привода та кривошипно-шатунного механізму. Через це закон руху робочого органа має форму, близьку до синусоїдальної, що зумовлює змінну швидкість впродовж усього циклу та, зокрема, такту нагнітання. Це ускладнює визначення величини втрат розчинної суміші порівняно з їх визначенням у, наприклад, розчинонасосів із гідравлічним [5], або кулачковим [3] приводом, швидкість робочого органа в яких впродовж такту незмінна [1, 4].

ФОРМУЛЮВАННЯ ЦІЛЕЙ СТАТТІ

Визначення витоків через усмоктувальний клапан для розчинонасосів, які мають електричний привод та кривошипно-шатунний механізм, ускладнене тим, що робочий орган рухається зі змінною швидкістю. В цій роботі пропонується методика та наводиться приклад розрахунку, які враховують зміну швидкості поршня впродовж циклу роботи.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Для розчинонасосів, швидкість руху робочого органа яких є постійною, для визначення величини витоків через усмоктувальний клапан застосовується така формула [6]:

$$Q_{\text{нагн}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot h_p - V_{\kappa} + Q_B, \quad (1)$$

де d_k – діаметр циліндричної частини всмоктувальної робочої камери, м;
 h_p – шлях, який кулька проходить разом із розчинною сумішшю, м;
 V_{κ} – об’єм, який витісняє нижня частина кульки клапана, м³;
 Q_B – підклапанний «мертвий» об’єм, який додається до витоків за законом Вестфалю [2], м³.

Після перетворень отримаємо

$$Q_{\text{нагн}} = \frac{\pi \cdot v_n \cdot D_n^2 \cdot h}{4 \left(v_n \cdot \frac{D_n^2}{d_k^2} + v_m \right)} - \pi \left(R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \left(R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + \frac{\pi \cdot r_c^2 \cdot h}{1 + \frac{v_n \cdot D_n^2}{v_m \cdot d_k^2}}, \quad (2)$$

де v_m – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;
 v_n – швидкість руху поршня, м/с;
 D_n – діаметр поршня, м;
 d_k – діаметр всмоктувальної камери, м;
 R – радіус кульки клапана, м;
 r_c – радіус сідла клапана, м;
 h – висота підйому кульки клапана, м.

У цьому випадку, коли поршень приводиться в дію від кривошипно-шатунного механізму і швидкість поршня не є постійною, розрахунок за залежністю (2) проводити неможливо, тому що для цього величина швидкості v_n , яка до неї входить, повинна бути константою. Тому обчислення величини витоків проводиться за формулою (1), попередньо визначивши величину h_p . Для цього необхідно скласти такі рівняння.

Закон руху поршня з приводом від кривошипно-шатунного механізму описує залежність

$$S_n(\varphi) = r \cdot \cos(\varphi + \pi) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin(\varphi + \pi)^2} - (l - r), \quad (3)$$

де $S_n(\varphi)$ – координата поршня, м;
 r – радіус кривошипа, м;
 l – довжина шатуна, м;
 φ – кут повороту кривошипа, рад.
 Величина h_p обчислюється так:

$$h_p = h - h_m, \quad (4)$$

де h – максимальна висота підйому кульки клапана, м;
 h – шлях, який кулька проходить відносно розчинної суміші під дією сили тяжіння, м.

У той самий час шлях h_p пов'язаний з величиною ходу поршня такою залежністю:

$$h_p = \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot S_n(\varphi_3), \quad (5)$$

де φ – кут повороту кривошипа, який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана, рад.

Виразивши величину h_m в рівнянні (4) як добуток швидкості на час, отримаємо

$$h_m = v_m \cdot t, \quad (6)$$

де v – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;
 t – час спрацьовування клапана на закриття, с.

Час закриття клапана t можна пов'язати з кутом повороту кривошипа φ залежністю

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\varphi_3}{2 \cdot \pi} = \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n}, \quad (7)$$

де n – число обертів кривошипа, с⁻¹.

Тоді, використовуючи формули (6) та (7), залежність (4) матиме вигляд

$$h_p = h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n}. \quad (8)$$

Щоб знайти φ , прирівняємо вирази (5) та (8). Отримане рівняння має вигляд

$$h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n} - \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot \left(r \cdot \cos(\varphi_3 + \pi) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin(\varphi_3 + \pi)^2} - (l - r) \right) = 0. \quad (9)$$

Вираження величини φ в аналітичному вигляді із залежності (9) досить громіздке та незручне для проведення безпосередніх розрахунків, тому більш доцільно отримати числове рішення (рис. 2), скориставшись для цього програмою комп'ютерної математики, задавши їй значення всіх інших складових, які входять до рівняння. Вихідні дані до

розрахунку: $D_n = 0,1 \text{ м}$, $d_c = 0,072 \text{ м}$, $r = 0,03 \text{ м}$, $l = 0,14 \text{ м}$,
 $h = 0,015 \text{ м}$, $d_c = 0,072 \text{ м}$, $R = 0,025 \text{ м}$, $r_c = 0,02 \text{ м}$, $v_m = 0,1 \text{ м/с}$,
 $n = 140 \text{ об/хв}$, $d_c = 0,04 \text{ м}$.

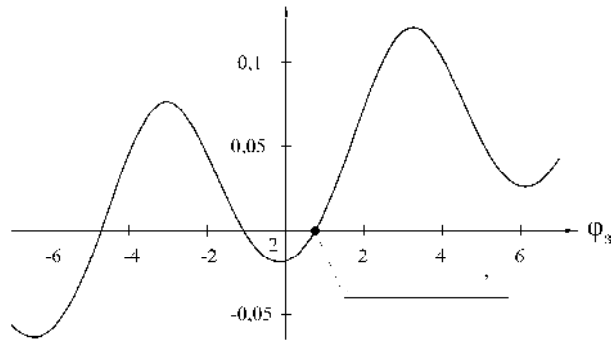


Рисунок 2 – Графічний розв’язок рівняння (9) ($\varphi_3 = 0,68 \text{ рад}$)

Підставляючи величину φ_3 до рівняння (8), отримуємо значення h_p – шлях, який кулька проходить разом із розчинною сумішшю – $0,0104 \text{ м}$, яке підставляємо до рівняння (1), що остаточно дає нам значення величини витоків у такті нагнітання $Q_{нагн}$ у розмірі $0,041 \text{ м}^3$.

Об’єм витоків (без урахування величин $V_{кл}$ та Q_B) можна також знайти, проінтегрувавши залежність швидкості витоків через гніздо клапана від початку координат до значення кута закриття клапана φ_3 .

Для цього спочатку продиференціюємо вираз (3), щоб отримати рівняння швидкості поршня

$$v_n(\varphi) = \frac{dS(\varphi)}{d\varphi} = r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}}. \quad (10)$$

Втрати розчинної суміші, $\text{м}^3/\text{с}$, через сідло клапана (рис. 3) знайдемо, помноживши вираз (10) на площу перерізу сідла та коефіцієнт, який враховує нерівність площ поршня та сідла $\frac{D_n^2}{d_c^2}$:

$$Q_c(\varphi) = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}. \quad (11)$$

Остаточна формула для визначення об’єму витоків через усмоктувальний клапан у такті нагнітання матиме вигляд

$$Q_{нагн} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \int_0^{\varphi_3} \left(r \cdot \sin(\varphi) - \frac{r^2 \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) d\varphi - \pi \left(R - \sqrt{R^2 - r_c^2} \right)^2 \times \\ \times \left(R - \frac{R - \sqrt{R^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B. \quad (12)$$

Порівняння результатів за формулами (1) та (12) дає ідентичні результати, що свідчить про правильність методики розрахунку.

Отже, для визначення величини витоків розчинної суміші через усмоктувальний клапан достатньо двох формул, а саме (9) (для визначення φ) та (12).

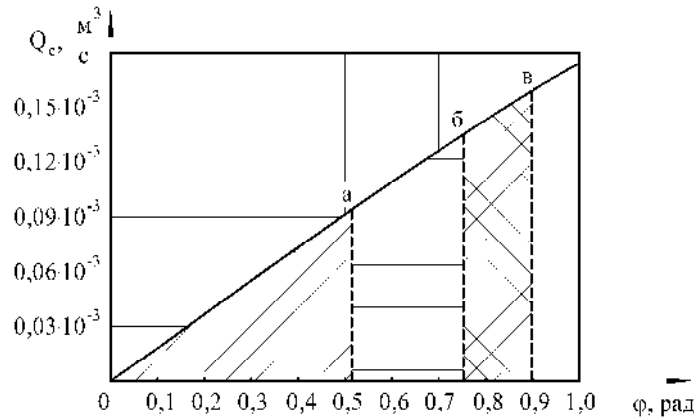


Рисунок 3 – Втрати розчинної суміші через сідло клапана до моменту його закриття залежно від рухомості розчинної суміші: *a* – кут повороту кривошипа, який відповідає моменту закриття клапана при рухомості 12 см; *b*, *c* – 10 та 8 см відповідно

Якщо проаналізувати формулу (9), то можна отримати залежності величини кута повороту кривошипа, при якому закриється всмоктувальний клапан від будь-якої величини, яка входить до складу цієї формули. З точки зору практичної експлуатації розчинонасосів найбільш доцільно розглянути залежності кута повороту φ від частоти обертання кривошипа n (рис. 4) та від швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш під дією сили тяжіння v (рис. 5), яка безпосередньо залежить від рухомості (за відсутності підпружинення клапана).

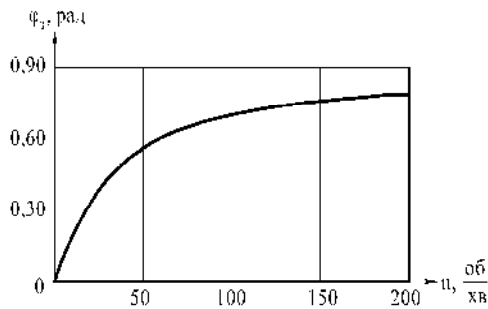


Рисунок 4 – Залежність кута повороту φ від частоти обертання кривошипа n

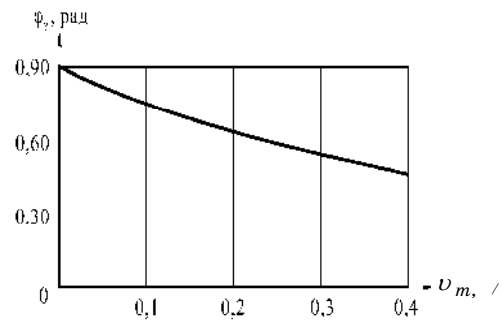


Рисунок 5 – Залежність кута повороту φ_z від швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш v_m

Одночасне дослідження залежності φ від двох параметрів (n та v) дає можливість побудувати об'ємний графік (рис. 6).

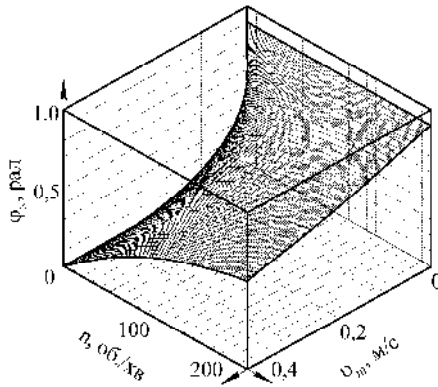


Рисунок 6 – Об’ємний графік залежності кута повороту кривошипа φ , який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана від частоти обертання кривошипа n та швидкості занурення кульки клапана в розчинній суміші v

Як бачимо з цього графіка, при збільшенні частоти обертання n кут закриття φ_3 прямує від 0 до певної величини. Це пояснюється тим, що при невеликій частоті обертання кулька клапана встигає до моменту закриття клапана пройти більшу відстань відносно розчинної суміші h_m , а при досить великій частоті обертання кулька клапана зовсім не встигає тонути в суміші, збільшуючи величину зворотних витоків.

Характер поведінки кривої $\varphi_3(v_m)$ пояснюється тим, що при збільшенні швидкості занурення кульки клапана в розчинну суміш під дією сили тяжіння v_m (тобто при підвищенні рухомості суміші або за наявності пружини в клапанному гнізді) кулька клапана проходить за один цикл більшу відстань відносно розчинної суміші h_m , зменшуючи час, а відповідно і кут повороту кривошипа, який відповідає моменту закриття всмоктувального клапана.

ВИСНОВКИ

Аналіз формули (9) дає можливість намітити міри зі зниження величини зворотних втрат розчинної суміші через кульові клапани. Ці заходи зводяться до такого. Розміри внутрішньої поверхні всмоктувальної робочої камери в околі кульового клапана повинні бути такими, щоб площа її горизонтальної проекції була по можливості мінімальною. Гранична висота підйому кульки над гніздом клапана повинна бути достатньою для його відкриття, але мінімально припустимою. Кулька клапана повинна мати по можливості достатню масу, яка б забезпечувала йому більшу швидкість опускання відносно розчинної суміші.

Урахування вищезазначених факторів при конструюванні розчинонасосів дає змогу підвищити рівень їх об’ємного ККД, який суттєво впливає на багато інших показників роботи будь-якого насоса, в тому числі на ступінь пульсації тиску подачі розчинної суміші.

SUMMARY

CALCULATION OF THE CUT-OFF ANGLE NUMERIC VALUE OF THE MORTAR PUMP'S SUCTION BALL-VALVE

E.A. Vasilyev,

Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, Poltava

The mathematical model of forming the inverse drains of mortar through suction valve of a mortar pump during a pumping tact has been designed in the article. The numeric value of the valve's cut-off angle is calculated on the ground of design parameters of the process chamber and rheological environmental parameters.

Key words: *drains, mortar mix, valve, process chamber.*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
2. Караев М. А. Гидравлика буровых насосов / М. А. Караев. – М.: Недра, 1975. – 218 с.
3. Коробко Б. О. Дослідження робочих процесів розчинонасоса з комбінованим законом руху проточного плунжера: дис.... канд. техн. наук: 05.05.02 / Б. О. Коробко. – Полтава, 2002. – 166 с.
4. Коробко Б. О. Оптимізація профілю кулачка приводу вертикального диференціального розчинонасоса / Б. О. Коробко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 1998. – № 3. – С. 11–22.
5. Кукоба А.Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: дис.... канд. техн. наук: 05.05.02 / А. Т. Кукоба. – Полтава, 2000. – 142 с.
6. Васильев Є. А. Диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску: дис.... канд. техн. наук: 05.05.02 / Є. А. Васильев. – Полтава, 2009. – 131 с.

Надійшла до редакції 25 липня 2011 р.