

УДК 621.651

Б.О. Коробко, к.т.н., доцент

Є.А. Васильєв, к.т.н., доцент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КУЛЬОВИХ КЛАПАНІВ РОЗЧИНОНАСОСА ЗАЛЕЖНО ВІД ДІЇ ЗАКОНУ РУХУ ПОРШНЯ

Розглянуто вплив зміни закону руху поршня диференціального розчинонасоса на об'єм втрат будівельної розчинної суміші для нагнітального клапана, який працює на закриття.

Ключові слова: диференціальний розчинонасос, поршень, закон руху, клапан.

УДК 621.651

Б.О. Коробко, к.т.н., доцент

Е.А. Васильєв, к.т.н., доцент

Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ШАРОВЫХ КЛАПАНОВ РАСТВОРОНАСОСА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДЕЙСТВИЯ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ

Рассмотрено влияние изменения закона движения поршня дифференциального растворонасоса на объем потерь строительной растворной смеси для нагнетательного клапана, который работает на закрытие.

Ключевые слова: дифференциальный растворонасос, поршень, закон движения, клапан.

UDC 621.651

B.O. Korobko, PhD, Associate Professor

E.A. Vasiliev, PhD, Associate Professor

Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University

THE STUDY OF RUNNING EFFICIENCY OF MORTAR PUMP BALL VALVES ACCORDING TO THE MOTION LAW OF PISTON

There has been examined the effect of changing the motion law of piston in a differential mortar pump on the amount of losses of construction mortar mix of the injection-valve which operates at closing.

Keywords: differential mortar pump, piston, the law of motion, valve.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Диференціальні розчинонасоси є досить ефективними для здійснення транспортування будівельних розчинних сумішей трубопроводами, але їм притаманні деякі недоліки, зокрема недостатня рівномірність подачі суміші, яка ускладнює її нанесення на поверхні, що оздоблюються, методом безкомпресорного соплування.

Аналіз останніх публікацій, у яких започатковане розв'язання цієї проблеми і на які спирається автор, виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Попередньо розроблені методики розрахунку спрацьовування клапанів розчинонасосів із кривошипно-шатунним приводом [1, 4] не дозволяють повною мірою проаналізувати процес закриття клапана при складному законі руху робочого органа.

Для оцінювання впливу закону руху робочого органа насоса на роботу клапана розглянемо цей процес на прикладі нагнітального клапана розчинонасоса з електромеханічним кривошипно-повзунним приводом, який обладнаний регулятором частоти електричного струму та пристроєм регулювання. Це поєднання забезпечує такий закон руху робочого органа, що, на відміну від кривошипно-повзунного привода, дозволяє забезпечити на більшій частині ходу постійну швидкість плунжера $v = const$, при переході через «мертві» точки обмежити сплески прискорень до необхідної величини $\alpha = const$, а також здійснити перехід від однієї ділянки до іншої в оптимальному динамічному режимі [3].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Отже, існує необхідність у більш докладному вивченні процесу спрацьовування нагнітального клапана на закриття за наявності регульованого закону руху робочого органа розчинонасоса.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Проведемо дослідження роботи нагнітального клапана. Його закриття при віддаленні поршня від правої «мертвої» точки відбувається під дією власної ваги G і гідродинамічної сили $F_{\text{гд}}$, яка визначається швидкістю потоку в навколочлапанному просторі (рис. 1).

Ефективність спрацьовування клапана в основному визначається часом t його закриття. Упродовж періоду часу опускання кульки клапана на сідло через клапанну щілину відбувається витік суміші, величина якої визначає рівень об'ємного ККД. Об'єм витоків при закритті визначається зміною об'єму робочої камери за час t :

$$\Delta V = S(t) \cdot \pi \cdot r_n^2, \quad (1)$$

де $S(t)$ – переміщення поршня за час t , обумовлений законом його руху;

r_n^2 – радіус поршня.

За цієї умови, чим вища швидкість поршня, тим більший шлях він пройде за час закриття, а отже, тим більшими будуть витіки. З іншого боку, чим вища швидкість поршня при віддаленні від «мертвої» точки, тим більша швидкість потоку розчинної суміші й відповідно швидкість опускання кульки клапана на сідло. Таким чином скорочується час

закриття й об'єм витоків. Крім перелічених факторів, значний вплив на роботу клапанів має рухомість суміші.

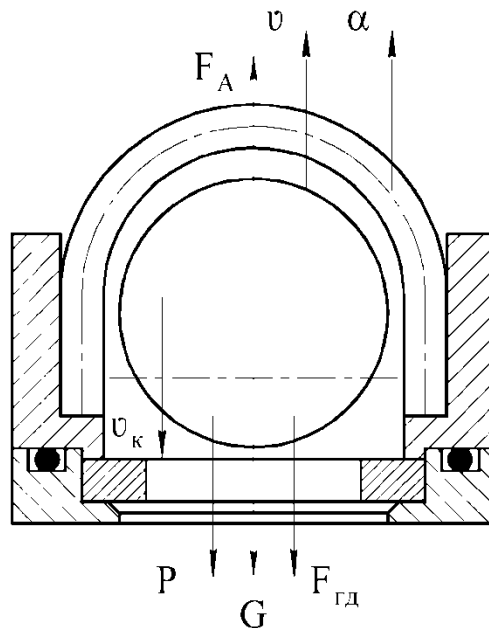


Рис. 1 – Схема нагнітального клапана

Щоб дослідити вплив зазначених факторів, складемо рівняння руху в диференціальній формі, воно отримане на основі балансу сил, діючих на кульку клапана (рис. 1). За додатний прийнятий напрямок опускання кульки. Напрямок сили інерції P визначається протилежним напрямком прискорення плунжера, а гідродинамічної сили $F_{гд}$ – швидкістю розчину.

$$m_k \cdot x_k'' = F_{гд} + P + G - F_A, \quad (2)$$

де m_k – маса кульки клапана;

x_k'' – прискорення кульки;

$F_{гд}$ – гідродинамічна сила;

P – сила інерції;

G – сила ваги;

F_A – виштовхуюча (архімедова) сила.

Сила інерції P , діючи на кульку, спрямовує її до сідла, тобто має місце такий ефект: при різкому гальмуванні поршня швидкість його руху v знижується до 0, а кулька прагне відірватися від нього і продовжувати рух до сідла з первісною швидкістю.

Гідродинамічна сила $F_{гд}$ визначається експериментально шляхом вивчення взаємодії кульки з потоком на різних відстанях від сідла при стабільній швидкості потоку [5] залежно від швидкості потоку суміші, що набігає, положення x_k кульки над сідлом, радіусів кульки R_k й отвору r_c в сідлі, діаметра поршня d і характеристик η, τ_0 розчинної суміші. З огляду

на те, що швидкість обтікання кульки потоком визначається геометричною сумою швидкості потоку \vec{v}_p (що залежить від швидкості поршня \vec{v}) та швидкості кульки \vec{v}_k , можна записати

$$F_{z\partial} = f(x_k, x'_k, v, \eta, \tau_0, R_k, r_c, d) \quad (3)$$

Тоді вираз (2) з урахуванням (3) запишемо у вигляді

$$m_k \cdot x''_k = F_{z\partial}(x_k, x'_k, v, \eta, \tau_0, R, r, d_n) + m_k \cdot \alpha + m_k \cdot g - F_A \quad (4)$$

У результаті розв'язання цього рівняння можна одержати закон руху кульки клапана

$$x_k(t) = f(m_k, R_k, r_c, d, v(t), \alpha(t), \eta, \tau_0, \rho, t) \quad (5)$$

Наведений закон (5) установлює залежність між характером переміщення кульки із часом t і конструктивними параметрами клапана (m_k, R_k, r_c, d) , законом руху поршня $(v(t), \alpha(t))$ і властивостями середовища, що перекачується, (η, τ_0, ρ) .

Розв'язок рівняння (4) з урахуванням формули (3) можливий із застосуванням числових методів рішення диференціальних рівнянь на ЕОМ при початковому положенні кульки $x_k(t_0) = h = 0,016$ м і таких параметрах: $m_k = 0,510$ кг; $R_k = 0,025$ м; $r_c = 0,020$ м; $d_n = 0,100$ м; частота обертання кривошипа – 120 хв⁻¹.

Параметри реологічних характеристик розчинної суміші, що перекачується (вапняно-піщана у співвідношенні 1:3), залежно від рухомості приймалися такими:

$$\text{ОК 8 см } \eta = 30,1 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \tau_0 = 608,43 \text{ Па}; \quad \rho = 2100 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{ОК 10 см } \eta = 16,71 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \tau_0 = 475,7 \text{ Па}; \quad \rho = 2000 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{ОК 12 см } \eta = 11,41 \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad \tau_0 = 301,41 \text{ Па}; \quad \rho = 1900 \text{ кг/м}^3.$$

У результаті обчислень для кожного розрахункового випадку був визначений момент початку спрацьовування клапана, тобто при $m_k \cdot x''_k = 0$, коли сили, що діють на кульку, врівноважуються.

Були отримані залежності й визначені інтервали закриття клапана при інших параметрах руху поршня і консистенції розчинної суміші. Результати розрахунків наведено на рис. 2.

Аналіз побудованих залежностей (рис. 2) свідчать про те, що при збільшенні прискорення кут закриття клапана зменшується, тобто кулька швидше сідає на сідло. Зменшення рухомості суміші при однаковому режимі руху поршня збільшує кут закриття клапана.

Також можна відмітити, що при збільшенні прискорення поршня при переході через «мертві» точки характер зміни об'єму витоків визначається рухомістю розчинної суміші. При збільшенні прискорення зростає

швидкість руху робочого органа на цьому інтервалі, а отже, і швидкість потоку суміші, яка проходить через клапанну щілину.

Виходячи з вищенаведеного, для суміші рухомістю ОК 12 см, котра є найбільш рідкою, збільшення прискорення та швидкості поршня приводить до збільшення швидкості витоків суміші і її об'єму, незважаючи на скорочення часу закриття клапана. Для суміші рухомістю ОК 10 см зміна режиму руху поршня істотно не впливає на об'єм витоків, тобто зменшення часу закриття компенсується збільшенням швидкості потоку. Особливий інтерес викликають результати, отримані для суміші ОК 8 см. Збільшення прискорення плунжера в цьому випадку призводить до зменшення об'єму витоків.

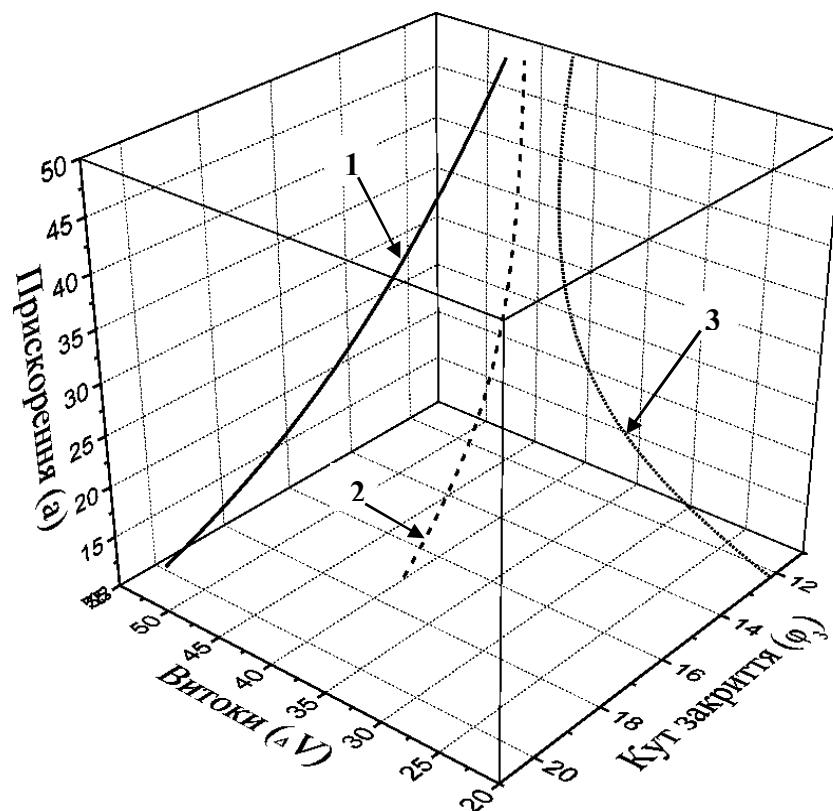


Рис. 2 – Залежність між величинами кута закриття нагнітального клапана φ_3 , обсягу зворотних втрат ΔV та прискорення поршня a для рухомості розчинної суміші ОК 8 см (1), ОК 10 см (2) та ОК 12 см (3)

Ми експериментально визначили рівень об'ємних втрат при перекачуванні розчинних сумішей різної рухомості при різних режимах руху поршня диференціального розчинонасоса з модернізованим приводом. Об'ємні втрати визначалися як різниця між теоретичною і фактичною продуктивністю, віднесена до теоретичної подачі. Фактична подача обчислювалася за часом заповнення розчином мірної місткості відомого об'єму. При проведенні вимірювань режим руху поршня змінювався шляхом переналагодження керуючого пристрою.

Отримані результати експериментів з вивчення об'ємних втрат при перекачуванні розчинних сумішей різної рухомості при різних режимах руху робочого органа підтверджують закономірність, установлену теоретично. Крім того, ця закономірність узгоджується з даними, одержаними при дослідженнях об'ємних втрат розчинонасосів з різними законами руху робочого органа [2].

Висновки з дослідження і перспективи подальших розвідок у цьому напрямі. Були проведені теоретичні дослідження та отримані експериментальні дані. Порівняння результатів підтвердило ґрунтовність запропонованої методики розрахунків. Аналіз результатів досліджень дозволяє зробити такі висновки. При перекачуванні малорухомих розчинних сумішей і рідин доцільно використовувати режим руху робочого органа з високими значеннями прискорень робочого органа, тому що збільшення прискорення призводить до зменшення об'єму зворотних витоків. Якщо на будівельному майданчику переважно застосовуються негусті розчини і рідини з невеликою в'язкістю, то доцільно рекомендувати здійснення подачі при плавному режимі руху робочого органа розчинонасоса з невеликими значеннями прискорень, що забезпечить зменшення величини зворотних витоків.

Література

1. Головкин А. В. *Расчёт обратных утечек через клапаны в дифференциальном растворонасосе с качающейся колонкой* / А.В. Головкин // *Механизация строительства*. – 1998. – № 9. – С. 19 – 21.
2. Кукоба А.Т. *Влияние закона руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів* / Васильєв А.В., Якубцов О.М. // *Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво)* / Полтав. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Частина 1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 12 – 17.
3. Ловейкин В.С. *Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособие* / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. *Малоимпульсные дифференциальные растворонасосы* / В. У. Устьянцев, А.Г. Онищенко, И.Я. Виноходов [и др.] // *Механизация строительства*. – 1990. – № 7. – С. 5 – 6.
5. Онищенко А.Г. *Влияние основных конструктивных параметров на КПД дифференциального растворонасоса* / А.Г. Онищенко, В.Б. Надобко, Н.Н. Шпилька // *Конструкции зданий и строительное производство*. – 1991. – № 3. – С. 4 – 13.

Надійшла до редакції 07.04.2014

©Б.О. Коробко, Є.А. Васильєв