

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ПОЛТАВСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ВАСИЛЬСЬЕ Анатолій Володимирович

**РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО
РОЗЧИНОНАСОСА З ПОХИЛОЮ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЮ ГРУПОЮ**

05.05.02 - Машини і агрегати виробництва будівельних
матеріалів, конструкцій та виробів

АВТОРЕФЕРАТ дисертації
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Полтава - 1996

691.008.5

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00743839 (Y)

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Полтавському
кафедрі будівельних машин та обладнання.

Науковий керівник - доктор технічних наук,
заслужений працівник вищої школи України,
професор Ониденко Олександр Григорович.

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор Ємельянова
Інга Анатольевна.

2. Кандидат технічних наук, доцент Ємельяненко
Микола Григорович.

Провідна установа - Полтавське колективне підприємство
"Будмеханізація".

Захист дисертації відбудеться 25 грудня 1996 р. о 14.30 на
засіданні спеціалізованої вченої ради К 25.01.01 у Полтавському
технічному університеті за адресою: 314601, м.Полтава, Першотрав-
невий проспект, 24, зал засідань (аудиторія 234).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Полтавського
технічного університету за адресою: 314601, м.Полтава, Першотрав-
невий проспект, 24.

Автореферат розісланий "10" листопада 1996 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

кандидат технічних наук, доцент

М.П. Нестеренко

Загальна характеристика роботи.

Актуальність роботи. При будівництві, реконструкції та ремонті будівель, а також у будівельній індустрії використовується велика кількість будівельно-опоряджувальних машин та механізмів, що застосовуються для механізації ручних робіт під час виконання операцій обробки поверхонь будівельних конструкцій. Серед опоряджувальних робіт особливою трудомісткістю відзначаються штукатурні роботи. Тому механізацію подачі штукатурних розчинів до місця їх укладки та нанесення на поверхні, що оброблюються, за допомогою розчинонасосів вважають досить перспективним процесом, який дозволяє різко скоротити трудомісткість робіт і підвищити їх продуктивність.

У наш час досвідом практичного використання висуватся нові вимоги до розчинонасосів, головними серед яких є підвищений робочий тиск, рівномірність подачі, можливість транспортування розчинів зі зниженою рухливістю, висока надійність в роботі, невзначні габарити та маса. Розчинонасоси, що є нині в експлуатації, не задовольняють повністю цих вимог, чим стримують подальше зниження трудомісткості як штукатурних, так і інших робіт, пов'язаних з транспортуванням будівельних розчинів трубопроводами. Тому створення нового розчинонасоса з підвищеною технологічною ефективністю є досить актуальним завданням як для будівельного виробництва, так і для будівельної індустрії взагалі.

Метою роботи є створення нового малогабаритного диференціального розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою, який забезпечує високу ефективність транспортування будівельних розчинів зниженої рухливості та їх механізоване нанесення на поверхні, що оброблюються. Для досягнення цієї мети вирішувались такі **задачі:**

- обґрунтування вибору конструктивної схеми розчинонасоса та її переваг порівняно з існуючими насосами;
- розробка наукової бази для забезпечення ефективної роботи клапанних вузлів розчинонасоса з похилим, близьким до горизонтального, розташуванням осі циліндра та поршня;
- експериментальна перевірка висунутої технічної ідеї і визначення на основі експериментальних даних раціональних конструктивних параметрів, що забезпечують високу ефективність роботи насоса;
- розробка рекомендацій для конструювання запропонованого

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою і методики інженерного розрахунку підпружиненої конструкції нагнітального клапана;

- оцінка техніко-економічної ефективності результатів досліджень у виробничних умовах.

Наукова новизна:

- запропонована і теоретично обґрунтована схема розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою, на яку одержаний патент від 02.04.1996 р. за заявкою на винахід № 94030869/242;

- обґрунтоване застосування конструктивних схем самодіючого і підпружиненого всмоктуючого та нагнітального клапанів, що здатні ефективно працювати в похилому стані;

- аналітичним і експериментальним шляхами знайдені раціональні параметри всмоктуючого і нагнітального клапанів для диференціального розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою;

- розроблена інженерна методика розрахунку підпружиненої конструкції клапанного вузла зі сферичним запорним елементом для роботи в похилому стані;

- розроблена математична модель для оцінки величини додаткового часу, що витрачається на повне закриття клапанів, зумовлено-го абразивним спрацюванням їх направляючих;

- запропонований новий принцип оцінки ефективності роботи клапанів розчинонасоса подвійної дії, оснований на дослідженні отриманої шляхом тензотрування діаграми тиску в його нагнітальному патрубку.

Перелічені наукові положення пропонуються до захисту.

Практична цінність роботи. У результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень створено новий малогабаритний розчинонасос з похилою циліндро-поршневою групою, який має поліпшені технологічні показники та значно меншу металоемність порівняно з прототипом. Розроблено методику розрахунку та вибору конструктивних параметрів клапанів запропонованого насоса.

Реалізація результатів роботи. Розроблено конструкторську документацію на диференціальний розчинонасос з похилою циліндро-поршневою групою типу РНН-3,6 (кресл. РНН-3,6. 00.00.000), на основі якої у червні - серпні 1995 р. Полтавське АТ "Тепловозоремонтний завод" виготовило дослідний зразок, що в березня по червень 1996 р. використовувався у складі штукатурної

станції Полтавським тампонажним управлінням на будівництві 51-квартирного житлового будинку по вул. Пушкіна, 15 для подачі вапняних і цементних будівельних розчинів до місць їх нанесення та укладки.

У процесі виробничих випробувань підтверджено цільове призначення розчинонасоса - рівномірна малоімпульсна подача розчину з продуктивністю 3,6 м³/год та напором до 4 МПа. Комісією рекомендовано виготовити дослідну партію цих насосів для подальшої експлуатації у виробничих умовах, що забезпечить накопичення матеріалу для організації їх серійного випуску.

Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження одного розчинонасоса становить 939 гривень.

Апробація роботи. Результати роботи обговорено на Міжнародній науково-технічній конференції "Прогресивна техніка і технологія машинобудування" (Севастополь, вересень 1995 р.), на 45, 46, 47, 48 наукових конференціях Полтавського технічного університету в 1993 - 1996 р. У січні 1996 р. дослідний зразок розчинонасоса РНН-3,6 експонувався на Малій сорочинській ярмарці як результат співпраці Полтавського технічного університету та АТ "Тепловозоремонтний завод".

Публікації. За темою дисертації опубліковано 13 робіт, серед яких патент на винахід, а також три заявки на винахід, які Держпатент України визнав пріоритетними. Крім того, надіслано до центральних журналів Києва та Москви три статті, на дві з яких вже отримано підтвердження про публікацію в першому півріччі 1997 р.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків і списку використаних літературних джерел із 95 найменувань, має 126 сторінок машинописного тексту, 43 рисунка, 18 таблиць та 10 додатків на 44 сторінках.

ЗМІСТ РОБОТИ

В першому розділі наведено аналітичний огляд літературних джерел вітчизняних та зарубіжних розчинонасосів, що використовуються у будівельному виробництві для транспортування розчинів трубопроводами, серед яких гвинтові, шлангові, поршневі насоси, а також пневмомагнітачі. Під час аналізу цих матеріалів вивчені методичні підходи до створення засобів механізації перекачування

розчинів трубопроводним транспортом, що запропоновані відомими вченими: М.І.Альошиним, С.С.Добронравовим, Є.Я.Доронькіним, В.М.Євстифєєвим, М.М.Завражиним, Г.В.Івянським, М.С.Канюккой, В.В.Надобком, О.Г.Онищенком, І.А.Ємельяновом, Є.П.Парфєоновим, Є.С.Стайченком, В.У.Уст'янцевим, Ю.Б.Чірковим та ін., а також інститутами: ВНДІЕМІ (м.Москва) та його мінським філіалом, ЦНДІОМТВ (м.Москва), Укрорттехбуд (м.Київ), КДТУБА (м.Київ), Придніпровськ.ДАВА (м.Дніпропетровськ), ХДТУБА (м.Харків), Полт.ТУ (м.Полтава). Здійснено аналіз патентної літератури за вказаною темою.

Узагальнення матеріалів літературного аналізу показало, що вимогам транспортування розчинів трубопроводами та їх механізованого нанесення на оброблювані поверхні шляхом соплування найповніше відповідають поршневі розчинонасоси. Розчинонасоси, які виготовляються країнами СНД (СО-138, СО-167, РД-4 та ін.), а також італійською фірмою "Турбовол", та німецькою "Путімайстер", добре зарекомендували себе в перекачуванні будівельних розчинів, але їм властиві певні недоліки, що затримують широке розповсюдження високопродуктивних технологій проведення опоряджувальних робіт, пов'язаних з транспортуванням будівельних розчинів трубопроводами. До цих недоліків слід віднести нестійку роботу насосів на малорухливих розчинах, недостатню рівномірність подачі, схильність до утворення пісчаных "пробок", високі матеріаломісткість і вартість, значні габарити та масу.

З усіх відомих розчинонасосів найперспективнішим можна вважати розчинонасос РН-2;4, що розроблений у Полтавському технічному університеті. Але і цей насос має свої недоліки:

- складну кінематичну схему приводу;
- значну металомісткість конструкції;
- наявність поперечних зусиль на поршні та його штоці, які зменшують термін служби деталей циліндро-поршневої групи.

Ці обставини потребують подальшого вдосконалення конструкції розчинонасоса.

Нами запропоновано замінити громіздкий кривошипно-важелевий привод на традиційний кривошипно-шатунний шляхом нахилу осі циліндро-поршневої групи з вертикального стану у близький до горизонтального. Це дозволить усунути вказані вище недоліки і не повинно погіршити експлуатаційні показники насоса, якщо будуть зроблені певні зміни в конструкції його клапанних вузлів.

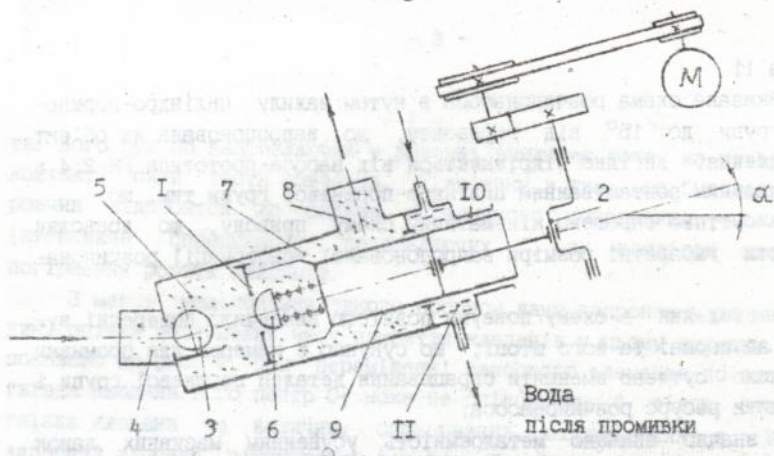


Рис.1. Принципова схема диференціального розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою

Принцип дії запропонованої схеми розчинонасоса (рис.1) такий. Рух диференціального робочого органа поршня 1 в напрямку колінчастого вала 2 спричиняє відкриття всмоктуючого клапана 3, і розчин через всмоктуючий патрубок 4 надходить до робочої камери 5. Протягом цього часу нагнітальний клапан 6 закритий, тому розчин із компенсаційної камери 7 штоковою поверхнею поршня витискається в нагнітальний патрубок 8. Під час руху поршня в напрямку від колінчастого вала всмоктуючий клапан 3 закривається, розчин із робочої камери через нагнітальний клапан, що тепер відкрився, надходить до компенсаційної камери, яка має розміри менші за роботу. Тому частина розчину, що надходить сюди, зразу витискається у нагнітальний патрубок, а інша частина заповнює компенсаційну камеру, яка в цей час збільшує свій об'єм. При співвідношенні площ поперечного перерізу поршня та його штока 2:1 величина надходження розчину у нагнітальний патрубок не залежить від напрямку руху поршня, тобто насос працює за принципом подвійної дії і, у зв'язку з цим, забезпечує малоімпульсну подачу. Шток 9 диференціального робочого органа є одночасно і повзунком. Він ковзає по опорі 10, яка бере на себе поперечне зусилля, розвантажуючи цим манжетні ущільнення. Для збільшення ресурсу роботи манжетного ущільнення штока для його промивки передбачена

камера 11.

Вказана схема розчинонасоса з кутом нахилу циліндро-поршневої групи до 15° від горизонту, що запропонована як об'єкт дослідження, вигідно відрізняється від насоса-прототипа РН-2;4 з вертикальним розташуванням циліндро-поршневої групи тим, що:

- суттєво спрощено кінематичну схему приводу, що дозволяє зменшити габаритні розміри запропонованої конструкції розчинонасоса;

- введення в схему повзуна повністю виключило поперечні зусилля на поршні та його штоці, що сукупно з камерою для промивки дозволило суттєво зменшити спрацювання деталей поршневої групи і підвищити ресурс розчинонасоса;

- значно знижено металоемність усуненням масивних ланок кривошипно-важільного приводу поршня;

- покращено умови змащування шарнірів у приводі поршня, бо всі вони компактно розміщені в одній масляній ванні корпусу;

- суттєво поліпшено доступ для обслуговування нагнітального клапана з боку всмоктуючого клапана;

- зменшено опір рухові розчину в циклі всмоктування за рахунок заміни всмоктуючого коліна з кутом 90° на патрубок з кутом 165° до горизонту;

- знижено рівень розташування робочої камери відносно всмоктуючого патрубку, що забезпечує покращені умови всмоктування розчину.

Висунута нами ідея створення розчинонасоса з похилим, близьким до горизонтального, розташуванням циліндро-поршневої групи зумовила необхідність проведення теоретичних та експериментальних досліджень роботи в нетрадиційних умовах всмоктуючого та нагнітального кульових клапанів, від ритмічної та безвідмовної роботи яких залежить бажана ефективність використання розчинонасоса в цілому. Виходячи з цього, в роботі було поставлено відповідні завдання для досліджень.

У другому розділі наведено результати теоретичного моделювання роботи клапанів в похилому стані циліндро-поршневої групи запропонованого насоса з обґрунтуванням ефективності їх конструкції.

Для забезпечення щільного закриття клапана його запорний елемент повинен рухатися по направляючих, що створює умови для співпадання осі отвору гнізда клапана з центром запорного елемента.

та. Його рух по направляючих у розчині викликає появу на поверхні контакту сили тертя ковзання. У зв'язку з тим, що будівельний розчин відноситься до сильно абразивного середовища, можливе інтенсивне спрацювання направляючих і, як наслідок цього, погіршення роботи клапанів.

З метою моделювання такого процесу нами запропоновано методу оцінки збільшення часу закриття клапанів у цьому випадку. Як показано на рис. 2, при переміщенні заборного елемента до отвору гнізда клапана його центр O_1 може не співпадати з віссю отвору гнізда клапана на величину спрацювання направляючих e . Тому запорний елемент, зіткнувшись з ребром D гнізда, повинен піднятися і тільки тоді закривати отвір.

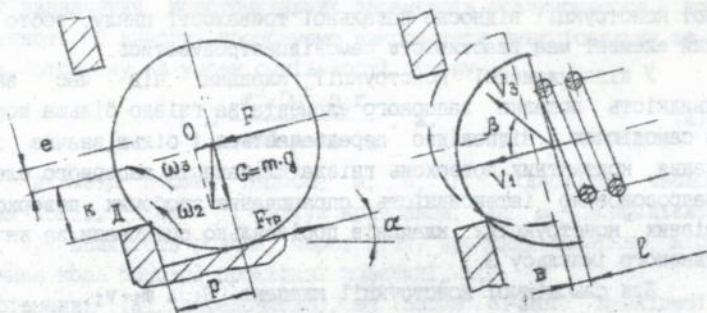


Рис. 2. Схеми для визначення додаткового часу закриття клапана, зумовленого спрацюванням його направляючих.

Для самодіючої конструкції клапана збільшення часу закриття, зумовленого спрацюванням направляючих, пропонується визначити за такою залежністю

$$t = \frac{I_D \cdot (\omega_3 - \omega_2)}{F \cdot k + m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot k - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot r}, \text{ с.} \quad (1)$$

де I_D - момент інерції кулі відносно осі D , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_2 - кутова швидкість кулі в кінці зіткнення з ребром D , с^{-1} ; ω_3 - кутова швидкість кулі у момент закриття клапана, с^{-1} ; F - сила, з якою обтікаючий розчин діє на запорний елемент клапана, Н ; m - маса запорного елемента клапана, кг ; α - кут нахилу циліндро-поршневої групи; k, r - плечі прикладання сил, м .

У випадку підпружиненої конструкції клапана для розрахунку збільшення часу закриття пропонується залежність

$$t = \frac{m \cdot (v_3 \cdot \cos \beta - v_1)}{0,5 \cdot C \cdot (1 + 0,5 \cdot b) + F + m \cdot g \cdot \sin \alpha}, \text{ с.} \quad (2)$$

де v_1, v_3 - швидкість запорного елемента до і після удару, м/с;
 β - кут відбиття; C - жорсткість пружини, Н/м; l - довжина пружини на момент часу, коли запорний елемент доторкнувся кромки гнізда, м.

Аналіз залежностей (1) і (2) свідчить про те, що спрацювання направляючих навіть на глибину 3 мм практично не погіршує ефективності роботи клапанів насоса. Час на їх дозакриття збільшується тільки на 1,69% для самодіючої та 0,24% для підпружиненої конструкції відносно загальної тривалості циклу, тобто запорний елемент має властивість самовідцентруватись.

У підпружиненої конструкції клапана під час закриття швидкість посадки запорного елемента на гніздо більша порівняно з самодіючою. Відповідно передбачається і більш значне спрацювання контактних поверхонь гнізда клапана та запорного елемента. Запропоновано інтенсивність спрацювання робочих поверхонь у рівних конструкціях клапанів порівняльно оцінювати за значенням ударного імпульсу S .

Для самодіючої конструкції клапана $S_1 = m_1 \cdot v_1$,

$$\text{де } v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot L \cdot (F + G_1 \cdot \sin \alpha - F_{\text{тр}})}{m_1}}, \text{ м/с;} \quad (3)$$

для підпружиненої конструкції клапана $S_2 = m_2 \cdot v_2$,

$$\text{де } v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L \cdot (F + G_2 \cdot \sin \alpha - F_{\text{тр}} + C \cdot (1 + 0,5 \cdot L))}{m_2}}, \text{ м/с;} \quad (4)$$

L - довжина відкату запорного елемента, м; F - сила тиску з боку розчину, що рухається, Н; $G \cdot \sin \alpha$ - повздовжня складова сили тяжіння запорного елемента, Н; $F_{\text{тр}}$ - сила тертя, Н; C - жорсткість пружини, Н/м; l - робоча довжина пружини в стиснутому положенні (при щонайбільшому відкати запорного елемента), м.

Аналізуючи залежності (3) і (4), можна встановити, що закриття запорного елемента в підпружиненій конструкції клапана проходить з більшою швидкістю, чим забезпечується зменшення зворотних втрат розчину через клапан. Для зниження рівня ударного імпульсу при цьому створюємо конструкцію запорного елемента найменшої маси.

В результаті маємо такі значення імпульсів:
для самодіючої конструкції

$$S_1 = m_1 \cdot v_1 = 0,94 \text{ м/с} \cdot 0,51 \text{ кг} = 0,48 \text{ кг} \cdot \text{м/с};$$

для підпружиненої конструкції

$$S_2 = m_2 \cdot v_2 = 4,94 \text{ м/с} \cdot 0,19 \text{ кг} = 0,94 \text{ кг} \cdot \text{м/с}.$$

Досвід експлуатації розчинонасоса засвідчив, що отримана відмінність ударних імпульсів самодіючої та підпружиненої конструкцій клапанів не спричиняє помітної різниці у величині спрацювання їх контактних поверхонь.

Розрахунок пружини у підпружиненій конструкції клапана запропоновано проводити, виходячи з умови забезпечення довжини відкату запорного елемента L не меншої за подвоєний розмір найбільшої фракції розчину. Виконання цієї умови забезпечить безвідмовну роботу клапана і попередить його заклинювання.

Для визначення конструктивних параметрів розчинонасоса, що задовольняють цю вимогу, пропонуємо використати функціональну залежність, отриману за умови суцільності потоку

$$L = \frac{\pi^2 \cdot D_k^2 \cdot n \cdot \gamma}{120 \cdot \mu \cdot v_\epsilon \cdot l_\epsilon} \cdot \text{м}, \quad (4)$$

де D_k - діаметр поршня насоса, м; n, γ - відповідно число подвійних ходів, хвил^{-1} і радіус кривошипа, м; μ - коефіцієнт витрати, v_ϵ - швидкість розчину через бічну прохідну поверхню, м/с; l_ϵ - довжина кола бокової прохідної поверхні, м;

У рівнянні (4) передбачено, що площа бічної прохідної поверхні F_ϵ клапана (бічна поверхня циліндра) дорівнює добутку його висоти на довжину кола основи, тобто $F_\epsilon = L \cdot l_\epsilon$. У випадку використання кульового запорного елемента площа бічної прохідної поверхні (бічна поверхня зрізаного конуса) виражається функціональною залежністю трьох величин

$$F_\epsilon = \pi \cdot c \cdot \left(x - \frac{b^2}{x} \right), \quad \text{де } x = \sqrt{L^2 + 2 \cdot L \cdot \sqrt{b^2 - c^2} + b^2}, \quad (5)$$

L - довжина відкату запорного елемента; b - радіус запорного елемента; c - радіус отвору гнізда клапана.

За результатами графічного аналізу залежність (5) запропоновано шляхом апроксимації подати у вигляді $F_\epsilon = 1,6 \cdot L$. Дані апроксимації наведені в табл.1.

Таблиця 1

Значення умовної довжини кола бічної прохідної поверхні клапана l_{y6} , мм з кульовим запорним елементом діаметром 50 мм.

Коефіцієнт діаметра гнізда $k = c/d$	0,6	0,7	0,8	0,9
l_{y6} , мм	69,2	75,6	78,2	74,0

Таким чином, задаючись необхідною довжиною відкату запорного елемента L , можна знайти максимальний натяг пружини, який цей відкат забезпечить

$$P_{np \max} = \left(\frac{\pi^2 \cdot D_n^2 \cdot n \cdot r}{120 \cdot \mu \cdot L \cdot l_{y6}} \right)^2 \frac{f_r \cdot \rho}{2} - m \cdot g \cdot \sin \alpha, \text{ Н}, \quad (6)$$

де f_r - площа прохідного перерізу гнізда клапана, м^2 ; ρ - густина рідини, що перекачується, $\text{кг}/\text{м}^3$; m - маса запорного елемента клапана в середовищі рідини, кг .

Конструктивні параметри пружини визначаємо, виходячи з умови, що закріплена консольно в корпусі клапана пружина буде підтримувати запорний елемент у підвішеному стані. Це значно зменшить, а можливо, зовсім виключить тертя запорного елемента по направляючих. Величина зусилля P_{\min} визначається масою запорного елемента та часткою маси пружини, що зумовлюють згин пружини до моменту торкання запорним елементом направляючої, і виражається залежністю

$$P_{\min} = \frac{f \cdot E \cdot d^4}{D \cdot n \cdot (32 \cdot l^2 \cdot (2 + \mu) / 2 + 8 \cdot D^2)}, \text{ Н}, \quad (7)$$

де f - відстань між ребром запорного елемента і направляючою клапана, мм ; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н}/\text{мм}^2$ - модуль пружності для пружинного дроту; d - діаметр дроту пружини, мм ; D - середній діаметр пружини, мм ; n - число витків пружини; l - довжина консольної частини пружини, мм ; $\mu = 0,29$ - коефіцієнт Пуассона.

Аналіз залежності (7) показав, що забезпечення мінімальної величини прогину f здійснюється завдяки вибору найбільшого діаметра дроту пружини d . Для цього потрібно використовувати найбільше з допустимих значення середнього діаметра пружини D , оскільки при постійній жорсткості пружини збільшення діаметра D тягне за собою збільшення d .

Допускається збільшувати довжину пружини l , що не викликає

суттєвого збільшення прогину f , оскільки для забезпечення попередньої жорсткості буде потрібно збільшити діаметр дроту d .

Вибір геометричних параметрів пружини здійснювався на ПЕОМ.

Наведені у розділі функціональні залежності та теоретичні висновки, які характеризують роботу клапанних вузлів розчинонасоса, дозволяють зробити висновок, що на основі запропонованої схеми з похилом розташуванням циліндро-поршневої групи може бути створений розчинонасос з підвищеною ефективністю використання його в будівельному виробництві. Підтвердження цього припущення та отримання фактичного матеріалу для конструювання такого насоса забезпечується комплексом експериментальних досліджень.

У третьому розділі наведені та проаналізовані результати експериментальних досліджень в лабораторних умовах розчинонасоса з похилом циліндро-поршневою групою.

Основною метою лабораторних досліджень було експериментальне підтвердження теоретичних допущень, що послужили основою для розробки конструкції розчинонасоса з похилом циліндро-поршневою групою, встановлення раціональних конструктивних параметрів розчинонасоса, а також допустимих інтервалів відхилення цих параметрів від раціональних значень.

Спочатку як об'єкт досліджень використовувався переобладнаний розчинонасос РН-2;4. Була змінена конструкція клапанів та зроблено пристосування, що забезпечує нахил осі циліндро-поршневої групи в діапазоні $-22^{\circ} \dots 90^{\circ}$ відносно горизонтального стану.

Дослідження виконувались на спеціально обладнаній експериментальній установці, здатній моделювати виробничі умови роботи розчинонасоса. Використовувався комплекс приладів і засобів вимірювання, що дозволяли оперативно та точно робити виміри, а також реєструвати контрольовані параметри.

Раціональність основних конструктивних параметрів розчинонасоса та його клапанів оцінювалась за найбільшою величиною об'ємного коефіцієнта корисної дії (к.к.д._{об.} $\%$).

Обробка експериментальних даних проводилася методами математичної статистики.

Встановлено (рис.3,а), що для нагнітального клапана через особливості його розміщення найбільше підходить підпружинена конструкція (криві 1, 2). Для самодіючої конструкції всмоктуючого клапана зменшення кута нахилу циліндро-поршневої групи до горизонту практично не знижує ефективності його роботи (крива 1). Та-

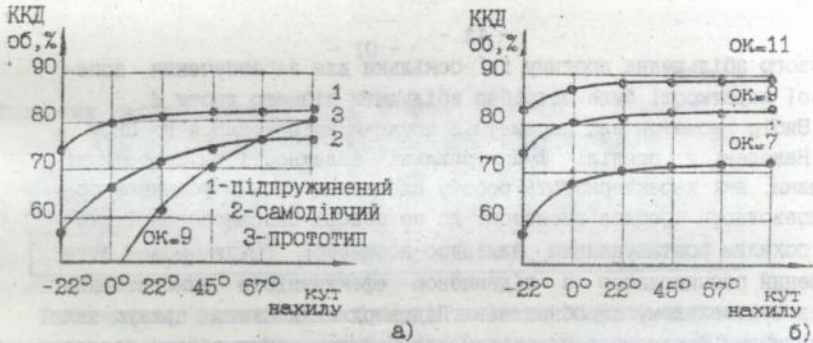


Рис. 3. Залежності зміни об'ємного к.к.д. розчинонасоса від кута нахилу циліндро-поршневої групи:

- а - для різних конструкцій нагнітального клапана при всмоктуючому самодіючому клапані;
- б - для різних рухливостей розчину, що перекачується; всмоктуючий клапан - самодіючий, нагнітальний - підпружинений

ким чином, експлуатація циліндро-поршневої групи при її нахилі на $10...15^\circ$ до горизонту і підпружиненому нагнітальному клапані забезпечує певне покращення об'ємного к.к.д. порівняно з насосом-прототипом (криві 1, 3).

Підтверджено здатність самовідцентрування запорного елемента відносно отвору гнізда клапана. При імітації спрацювання направляючих на глибину 3 мм зменшення об'ємного к.к.д. дорівнює $0,7...1,2\%$, що є досить задовільним показником, практично не впливаючи на працездатність насоса. У всіх випадках імітації спрацювання направляючих на глибину від 0 до 4 мм насос має необхідну здатність "сухого" всмоктування.

Експерименти показали, що на рівень об'ємного к.к.д. особливо вагомо впливає ступінь рухливості розчину, що перекачується (рис. 3, б): чим більша рухливість, тим вищий об'ємний к.к.д. При виборі раціональних конструктивних параметрів розчинонасоса до уваги бралось те, що при механізованому нанесенні розчину на поверхні, що опоряджуються, в основному використовуються такі технологічні параметри: рухливість розчину - ОК - 9 см, подача розчину - $3,6 \text{ м}^3/\text{ч}$, максимальний робочий тиск - до $4,0 \text{ МПа}$.

Збільшення числа подвійних ходів поршня при перекачуванні розчинів рухливість ОК = 9 і 11 см має незначний вплив на об'ємний к.к.д. насоса. Для рухливості ОК = 7 см спостерігається зниження об'ємного к.к.д., починаючи з частоти 125 хвил⁻¹ і вище. Це обумовлено слабким наповнюванням робочої камери насоса в такті всмоктування розчином пониженої рухливості. Оскільки зі збільшенням частоти подвійних ходів поршня зменшується відчуття імпульсності подачі, а основний обсяг перекачуваного розчину в реальних умовах припадає на рухливість ОК = 9 см, то найбільш прийнятним є число подвійних ходів, що дорівнює 130 хвил⁻¹.

В експериментах, що досліджують вплив довжини відкату запорного елемента та величини діаметра гнізда всмоктуючого самодіючого клапана на об'ємний к.к.д. насоса, встановлено, що найбільш прийнятними є довжина відкату запорного елемента клапана 12...15 мм і діаметр отвору гнізда клапана 38...42 мм. Ці показники відповідають середній теоретичній швидкості розчину через отвір гнізда клапана і бокову прохідну поверхню близько 1 м/с.

Аналіз роботи підпружиненої конструкції всмоктуючого та нагнітального клапанів дозволяє зробити висновок, що специфіка роботи всмоктуючого клапана відрізняється від нагнітального. Всмоктуючий клапан працює при перепаді тиску між атмосферним і розрідженим, що виникає в такті всмоктування, а нагнітальний - при перепаді тиску між нагнітальним трубопроводом і робочою камерою. Тому підвищення жорсткості пружини на всмоктуючому клапані різко погіршує наповнюваність робочої камери, а для нагнітального клапана зміна жорсткості пружини відчутно не впливає на об'ємний к.к.д. насоса.

Більш детальне вивчення роботи клапанів проведено в процесі аналізу діаграм зміни тиску в трьох характерних точках насосної колонки - у всмоктуючому та нагнітальному патрубках і в робочій камері. На вказаних діаграмах ефективність роботи клапанів оцінювалась тривалістю їх спрацювання.

Аналіз зазначених діаграм дозволив зробити такі основні висновки :

- використання в нагнітальному клапані підпружиненої конструкції дозволяє зменшити кут його закриття з 27° до 7° і, відповідно, суттєво зменшити зворотні втрати розчину;

- використання підпружиненої конструкції всмоктуючого клапана також зменшує кут його закриття від 12° до 5°, але при цьому

погіршуються умови заповнення робочої камери в такті всмоктування, що не призводить до відчутного збільшення кількості перекачаного розчину;

- зміна числа подвійних ходів поршня не впливає на кути закриття клапанів будь-якої конструкції, за виключенням самодіючого нагнітального, у якого спостерігається тенденція зменшення кута закриття зі збільшенням числа подвійних ходів.

Для підтвердження методики розрахунку довжини відкату підпружиненого запорного елемента клапана були записані діаграми його переміщення. Результати експериментальних даних дають збіг з теоретичними розрахунками в межах $\pm 5\%$.

Таким чином, результати здійснених досліджень підтвердили можливість ефективного використання циліндро-поршневої групи диференціального розчинонасоса в похилому, близькому до горизонтального стані. При цьому як всмоктуючий клапан доцільно використовувати самодіючу конструкцію, а нагнітальний - обов'язково робити підпружиненим.

У четвертому розділі обгрунтовано інженерну методику вибору конструктивних параметрів створеного розчинонасоса РНН-3,6, наведено результати виробничних випробувань.

Конструктивні параметри клапанних вузлів обрано такими, що забезпечують найбільше значення об'ємного к.к.д. згідно проведених теоретичних розрахунків та практичних досліджень. Конструктивні параметри пружини нагнітального клапана визначено за розробленою інженерною методикою. Вони забезпечують задану величину відкату запорного елемента при мінімально допустимому прогині пружини від його маси.

Кінцевим результатом роботи є розробка технічної документації, за якою виготовлено дослідний зразок розчинонасоса РНН-3,6.

Створений розчинонасос з похилою циліндро-поршневою групою дійсно є малогабаритним і має меншу масу (162 кг) порівняно з насосом-прототипом РН-2;4 (280 кг).

Здійснені стендові випробування дослідного зразка розчинонасоса РНН-3,6 підтвердили його спроможність стабільно перекачувати будівельні розчини зниженої рухливості з малою імпульсністю. За результатами вимірів зареєстровано досить високий об'ємний к.к.д. насоса $\eta_{об} = 0,83$ при рухливості розчину ОК - 9 см, а загальний к.к.д. розчинонасоса, включаючи к.к.д. електродвигуна, дорівнює 0,63.

Аналіз записаних діаграм зміни тиску нагнітання при різних рухливостях розчину, що перекачувався, підтвердив прогнозовану ефективність роботи клапанів насоса.

Експлуатація дослідного зразка розчинонасоса РНН-3,6 на будівельному майданчику показала безперерйну високонапірну подачу розчинів зниженої рухливості до всіх місць проведення опоряджувальних робіт, включаючи верхні поверхи першого та четвертого під'їздів 4-поверхового житлового будинку. При механізованому нанесенні штукатурного розчину на обробовану поверхню його втрати склали не більше 2%, якість обробки поверхонь добра.

Річний економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції розчинонасоса, згідно розрахункам, складе 945 гривень.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Внаслідок теоретичних і експериментальних досліджень створено новий диференціальний розчинонасос з похилим, близьким до горизонтального розміщенням циліндро-поршневої групи. Така його компоновка дозволила значно спростити конструкцію привода, зменшити габарити і масу насоса, а також усунути бічне зусилля на деталях поршневої групи та запровадити камеру для промивки ущільнення штока поршня, чим звести до мінімуму абразивне спрацювання деталей поршневої групи і підвищити надійність роботи розчинонасоса. Це стало можливим внаслідок створення конструкції клапанних вузлів, що забезпечили ефективну роботу циліндро-поршневої групи в похилому стані. На цей розчинонасос отримано патент України від 02.04.1996 р. за заявкою на винахід №94030869/242.

2. Обгрунтована теоретично з використанням ПЕСМ і підтверджена експериментально ефективна робота в похилому стані запропонованої конструкції клапанних вузлів. При цьому для всмоктуючого клапана використана самодіюча конструкція з кульовим запорним елементом, що забезпечує найкращі умови заповнення робочої камери при всмоктуванні, а для нагнітального - конструкція з підпружиненим полегшеним запорним елементом сферичної форми, що забезпечує швидке примусове закриття клапана.

3. Отримані функціональні залежності дозволили оцінити вплив величини спрацювання направляючих запорного елемента клапана на тривалість нормальної роботи насоса. Аналіз зазначених залежностей показує, що навіть значне спрацювання направляючої поверхні запорного елемента, обране в дослідженнях рівним 3 мм, відчутно

не погіршує ефективності його роботи, збільшуючи час закриття клапана в загальному циклі роботи насоса на 1,7% для самодіючого клапана 1 на 0,24% - для підпружиненого. Експериментальними дослідженнями підтверджена спроможність самовідцентрування запорного елемента відносно отвору гнізда клапана. При спрацюванні направляючих всмоктуючого самодіючого клапана на 3 мм зниження об'ємного к.к.д. насоса складає лише 0,7... 1,2%.

4. Проведено порівняльну оцінку інтенсивності спрацювання робочих поверхонь в досліджуваних конструкціях клапанів за величиною ударного імпульса. Встановлено, що закриття підпружиненого клапана проходить з більшою швидкістю, але це не викликає помітного збільшення спрацювання, оскільки маса запорного елемента в підпружиненій конструкції менша.

5. Розроблено інженерну методику розрахунку підпружинених клапанних вузлів зі сферичним запорним елементом, вироблено рекомендації для конструювання розчинонасоса з похилою циліндро-поршневою групою, які можуть бути використані для проектування та розрахунку подібних розчинонасосів.

6. Встановлено експериментально залежності впливу основних конструктивних параметрів диференціального розчинонасоса з похилим розміщенням циліндро-поршневої групи на його об'ємний к.к.д. Вони були використані для призначення раціональних параметрів розробленого розчинонасоса: кут нахилу циліндро-поршневої групи - 15° ; частота подвійних ходів поршня - 130 хвил^{-1} ; довжина відкату запорного елемента - 12 мм для всмоктуючого і 14 мм для нагнітального клапанів; діаметри гнізд всмоктуючого та нагнітального клапанів - 40 мм; форма запорного елемента в конструкції нагнітального підпружиненого клапана - сфера.

6. Узагальнення результатів аналізу записаних самописним приладом діаграм зміни тиску в трьох характерних точках насосної колонки дозволяє встановити, що:

а) використання підпружиненої конструкції нагнітального клапана призводить до зменшення кута запізнення його закриття з 27° до 7° , що дозволяє істотно збільшити об'ємний к.к.д. насоса. Використання ж підпружиненої конструкції всмоктуючого клапана також знижує величину кута запізнення закриття з 15° до 4° , проте при цьому погіршується заповнюваність робочої камери в такті всмоктування, що призводить до певного зниження об'ємного к.к.д. Це визначає необхідність використання всмоктуючого клапана

самодіючої конструкції;

б) зміна числа подвійних ходів поршня в межах від 100 до 130 хвил⁻¹ практично не впливає на кути закриття клапанів;

в) діаграми зміни тиску нагнітання насоса дозволяють оцінювати рівень рівномірності подачі розчину при зворотньо-поступальному рухові поршня і встановлювати причини появи нетипових пульсацій.

7. Виготовлений і пройшов виробничі випробування дослідний зразок диференціального розчинонасоса РНН-3,6 з похилою циліндро-поршневою групою продуктивністю 3,5 м³/год і тиском нагнітання до 4,0 МПа, що був спроектований згідно запропонованих рекомендацій і методик. Він має масу 162 кг, що менша за масу прототипу РН-2;4 на 57%, і не поступається йому технологічними характеристиками роботи, а за величиною об'ємного к.к.д. має навіть кращі показники. Робота насоса у виробничих умовах підтвердила високу всмоктуючу спроможність і малоімпульсну безперебійну високонапірну подачу будівельних розчинів зниженої рухливості на місця проведення опоряджувальних робіт. Комісією рекомендовано випустити дослідну партію даних розчинонасосів.

8. Розрахункова річна економічна ефективність розчинонасоса РНН-3.6 порівняно з найбільш перспективним розчинонасосом РН-2;4 конструкції Подтавського технічного університету складає 945 гривень.

Основний зміст дисертації опубліковано у таких роботах :

1. Помпа / А.В.Васильєв, В.О.Онищенко, В.У.Уст'янець // Заявка на винахід №94030869/242, пріоритет 11.10.1993р., рішення Держпатента України про видачу патенту від 02.04.1996р.

2. Стенд навантаження для іспитів помп, які перекачують рідину зі значним вмістом твердої фази / В.О.Онищенко, В.П.Вовченко, А.В.Васильєв // Заявка на винахід №94030869/242, пріоритет 11.10.1993р.

3. Прямоточна помпа / В.У.Уст'янець, В.О.Онищенко, А.В.Васильєв // Заявка на винахід №B4401426, пріоритет 22.04.1994р.

4. Малоімпульсна помпа / В.У.Уст'янець, В.О.Онищенко, А.В.Васильєв // Заявка на винахід N B4501662, пріоритет 11.05.1994р.

5. Васильєв А.В., Гиверц В.Л. Применение ротационно-поршневых растворонасосов - эффективный метод снижения металлоёмкос-

ти // Совершенствование существующих и создание новых ресурсосберегающих технологий: Тез. докл. республик. конференц. - Минск, 1991. - С.15.

6. Онищенко А.Г., Устьянцев В.У., Васильев А.В. Поиск технических решений при создании штукатурных станций СП-4 // Методология проектирования в машиностроении: Тез. докл. Международн. научн.-технич. семинара -Санкт-Петербург, 1993. - С.39-43.

7. Васильев А.В., Онищенко В.А. Дифференциальный малоимпульсный растворонасос // Прогрессивная техника и технологии машиностроения: Тез. докл. Международн. научн.-техн. конф. (Севастополь, сентябрь 1995г.) - Донецк: Донеччина, 1995 - С.85-86.

8. Онищенко В.А., Устьянцев В.У., Васильев А.В. Снижение металлоемкости растворонасоса // Современные проблемы машиностроения: Тез. докл. Международн. научн.-техн. конф. (Севастополь, 1996г.) - Донецк: Донеччина, 1996. - С.169.

9. Онищенко А.Г., Васильев А.В., Шпилька Н.Н. Методика расчета пружины клапана растворонасоса с наклонной насосной колонкой // Прогресивні технології та машини для виробництва будматеріалів, виробів і конструкцій: Тези доп. і Всеукраїнської наук.-практ. конф. - Полтава, 1996. - С.100,101.

10. Онищенко А.Г., Васильев А.В. Анализ приводных механизмов дифференциальных растворонасосов // Тези доповідей 45 наук. конф. проф., виклад., науков. прац., асп. та студ. Полт.технічн. університету. Частина 2 - Полтава, 1993. - С.186.

11. Онищенко О.Г., Васильев А.В. Дослідження параметрів розчинонасосів методом планування експерименту // Тези доповідей 46 наук. конф. проф., виклад., науков. прац., асп. та студ. Полт. технічн. університету. Частина 2 - Полтава, 1994. - С.75.

12. Онищенко О.Г., Васильев А.В. Дослідження залежності технологічних параметрів від кута нахилу диференціального прямоочного поршня розчинонасоса // Тези доповідей 47 наук. конф. проф., виклад., науков. прац., асп. та студ. Полт. технічн. університету. Частина 2 - Полтава, 1995. - С.65.

13. Онищенко О.Г., Васильев А.В. Дослідження диференціального розчинонасоса з похилим розташуванням колонки // Тези доповідей 48 наук. конф. проф., виклад., науков. прац., асп. та студ. Полт. технічн. університету. Частина 2 - Полтава, 1996. - С.96.

Підпис

А.В.Васильев

ANNOTATION

Vasilyev A.V. Research and Development of the Differential Mortar Pump with the Inclined Cylinder-Sucker Group.

The thesis for searching Academic Degree of Candidate of Technical Sciences on speciality 05.05.02 - machinery and installations for building materials production, structures and units. Poltava Technical University, Poltava, 1996.

The differential mortar pump with the inclined cylinder-sucker group had been developed and realized on the basis of the theoretical and experimental researches. The new pump differs from others in the construction simplicity, small overall dimensions and reduced metal-capacity in the presence of the high efficacy in work.

АННОТАЦИЯ

Васильев А.В. Исследование и разработка дифференциального растворонасоса с наклонной цилиндро-поршневой группой.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.02 - машины и агрегаты производства строительных материалов, конструкций и изделий. Полтавский технический университет, Полтава, 1996.

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработан и реализован дифференциальный растворонасос с наклонной цилиндро-поршневой группой. Новый насос отличается простотой конструкции, малыми габаритами и пониженной металлоемкостью при высокой эффективности в работе.

Ключові слова: ровчинонасос, штукатурні роботи, транспортування трубопроводами, механізація будівництва.

Підписано по друку 21.11.96р. Формат 60x84 1/16. Папір друкарський.
Друк офсетний. Умови, друк, арк. 1. Замовлення № 921 Тираж 100.
Безкоштовно. Дільниця оперативного друку статистичного управління
Полтавської області. м. Полтава, вул. Пушкіна, 103.

417920

AB 36.207