

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

на правах рукопису

ОНИЦЕНКО ВОЛОДИМИР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 693.6.002.5:6.21.65.001.5

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ МАЛОІМПУЛЬСНОГО
ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З
КОМБІНОВАНИМ ПРИВОДОМ ДВОХ ПОРШНІВ

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

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 1996

Аб. 35. 836

Робота виконана на кафедрі будівельних машин та обладнання
Полтавського технічного університету

- Науковий керівник - доктор технічних наук,
професор Болотських М.С.
- Офіційні опоненти - доктор технічних наук,
професор Назаренко І.І.
- доктор технічних наук,
професор Маслов О.Г.
- Ведуча організація - АТ Полтаватрансбуд

Захист дисертації відбудеться "13" листопада 1996
року о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої ради Д- 02.07.03
при Харківському державному університеті будівництва і
архітектури за адресою: 310002, м. Харків, вул. Сумська, 40

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотечі університету
Автореферат розісланий "11" жовтня 1996.

Вчений секретар спеціалізованої ради
д.т.н., професор Шемель І.А. Ємельянова

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00760097 (Т)

АВ - 35.836

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. В промисловості виробництва будівельних матеріалів і будівельній галузі в цілому важливе місце належить обладнанню для транспортування і укладки розчинних сумішей, особливо перспективним серед якого є машини і установки трубопровідного транспорту, які дозволяють не тільки різко скоротити ручну працю, але і комплексно механізувати дані процеси, що має велике практичне значення.

Тому використання для цих цілей ефективних розчинонасосів, призначених для подачі трубопроводами низькопластичної декоративної суміші із наступним нанесенням її на стінні панелі, замонодчування стиків між змонтованими залізобетонними конструкціями цементним розчином, здійснення цементно-піщаної стяжки на наливних підлогах, механізованого оштукатурювання поверхонь вапняно-піщаними розчинами, побілки стелі і стін і т.ін. відносять до однієї із першорядних найближчих перспектив. Виходячи з цього, поставлене в даній роботі завдання створення і запровадження нового малоімпульсного розчинонасоса з комбінованим приводом двох поршнів із високою ефективністю його роботи і забезпеченням рівномірності подачі до місць укладки малорухомих будівельних розчинних сумішей із необхідною продуктивністю і напором для механізованого нанесення на оброблені поверхні, обґрунтування вибору його конструктивних параметрів і запровадження розробленої конструкції у виробництво, виступає досить актуальним як для будівельної індустрії, так і для будівельного виробництва в цілому.

Мета роботи:

- проведення теоретичних досліджень для обґрунтування і вибору конструктивної схеми та математичної моделі малоімпульсного диференціального розчинонасоса із комбінованим приводом двох поршнів, що забезпечує рівномірність подачі;
- розробка конструкції розчинонасоса на основі висунутих теоретичних передумов та проведення експериментальних досліджень створеного

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

розчинонасоса для вивчення впливу конструктивних параметрів і рухомості розчину на об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) розчинонасоса для виявлення оптимальності їх характеристик;

- розробка методики інженерного розрахунку запропонованої конструктивної схеми розчинонасоса на основі теоретичних і експериментальних досліджень.

Автор захищає:

- результати теоретичних і експериментальних досліджень малоімпульсного диференціального розчинонасоса з комбінованим приводом двох поршнів із обґрунтуванням оптимальних параметрів його роботи;

- запропоновану інженерну методику розрахунку конструктивно-технологічних характеристик двопоршневого розчинонасоса;

- результати впровадження у виробництво створеного розчинонасоса.

Наукова новизна роботи:

- здійснене теоретичне обґрунтування математичної моделі роботи малоімпульсного диференціального розчинонасоса, яка забезпечує всмоктування розчину малої рухомості без розриву струменя за рахунок застосування кривошипно-шатунного механізму в приводі основного поршня та рівномірність подачі розчину завдяки кулачковому приводу додаткового поршня з профілем кулачка, розрахованим за допомогою ЕОМ на основі запропонованої математичної моделі;

- встановлено аналітичну залежність бокової поверхні, створеної відкритим всмоктувальним і нагнітальним кульовими клапанами, від висоти підйому над їх гніздами, співвідношення цієї поверхні з площею отвору в гнізді клапана, яке забезпечує найвищий об'ємний ККД насоса;

- одержані нові експериментальні дані про вплив діаметрів отворів у гніздах усмоктувального і нагнітального кульових клапанів, висоти підйому кульових клапанів, частоти ходів основного поршня і рухомості розчину на об'ємний ККД розчинонасоса;

- розроблена науково-обґрунтована методика інженерного розрахунку малоімпульсного двопоршневого розчинонасоса;
- експериментально підтверджена ефективність експлуатаційних характеристик малоімпульсного розчинонасоса.

Практичне значення роботи і результати запровадження у виробництво:

- запропонований для впровадження у виробництво на основі промислових приймальних випробувань ефективний малоімпульсний диференціальний розчинонасос із рекомендаціями для випускання дослідної партії;
- укладений договір на передачу робочої документації для виготовлення партії запропонованої конструкції розчинонасоса в АТ Полтавський тепловозремонтний завод;
- розроблена методика інженерного розрахунку конструктивно-технологічних характеристик диференціальних двопоршневих малоімпульсних розчинонасосів, яка запропонована для їх проектування;
- дисертаційна робота є частиною міжвузівської програми досліджень за темою "Скорочення ручної праці в будівництві", яка затверджена Міністерством освіти України.

Апробація роботи:

Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися і схвалені на наукових семінарах та науково-технічних конференціях: 47-й і 48-й - Полтавського технічного університету, 50-й і 51-й Харківського державного технічного університету будівництва і архітектури, міжнародній науково-технічній конференції "Розвиток механізації і відкритих гірничих робіт" у Московському державному будівельному університеті (1996 р.), міжнародній науково-технічній конференції "Прогресивна техніка і технології машинобудування" (м. Донецьк, 1995 - 1996 р.р.). Результати роботи відображені в науковому звіті Міністерству освіти України з держбюджетної тематики (м. Київ, 1996 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 друкованих праць, у тому числі одержано два патенти України на винаходи і подані три заявки на передбачувані винаходи.

Обсяг виконаної роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків із рекомендаціями і списку використаної літератури, містить 166 сторінок машинописного тексту, включаючи 32 рисунки, 10 таблиць.

Зміст роботи:

У вступі обгрунтована наукова актуальність і практичне значення обраної теми дисертації, визначені мета і завдання досліджень, викладені основні положення, які виносяться на захист.

Перший розділ присвячений аналізу і систематизації основних напрямків у хронології розвитку вітчизняного і зарубіжного досвіду розробки і впровадження різних конструкцій розчинонасосів як у будівельну індустрію, так і в будівельне виробництво. В літературних джерелах відображені переваги і недолки існуючих розчинонасосів. При цьому в теорію і практику економічно найдоцільнішого трубопровідного транспортування розчинів розчинонасосами вагомий вклад внесли відомі вчені та інженери: Алексєєв С.І., Альошин М.І., Абель С.С., Баженов Ю. М., Білоусов Є.Д., Беляков Ю.І., Болотських І.С., Євстифєєв В.М., Завражин М.М., Івняський Т.В., Канюка М.С., Лівінський О.М., Надобко В.Б., Назаренко І.І., Парфонов Є.П., Сівко В.І., Стайченко Є.С., Топчій В.Д., Уст'янець В.У., Чирков Ю.П. і низка інших дослідників.

Отжодовий аналіз існуючих конструкцій розчинонасосів різних типів, а також науково-технічного і виробничого досвіду їх використання показує, що методом послідовного наближення здійснювався поступовий еволюційний перехід від первісно впроваджених у кінці 30-х років діафрагмових низьконапірних сильнопульсуючих розчинонасосів одинарної дії до однопоршневих насосів із безпосередньою дією поршня на розчин із відповідним значним поліпшенням їх напірних характеристик, але без усунення пульса-

ший розчину і потім до диференціальних горизонтально-поршневих розчинонасосів подвійної дії, які значно знижують (але не усувають) пульсацію перекачуваної розчинної суміші при роботі на підвищених тисках (3,5, ... 4 МПа). До перспективних відносяться також прямоочні вертикально-плунжерні диференціальні розчинонасоси конструкції Полтавського технічного університету, які дозволяють забезпечувати поєднання досить високої усмоктуючої здатності і необхідного тиску розчину з певним пониженням рівня імпульсності, що вже дозволяє організувати комплексно-механізоване оштукатурювання поверхонь безкомпресорним соплуванням. Але вертикально-плунжерним розчинонасосам властиві недоліки, які полягають у тому, що для такту нагнітання такими насосами в кожному напівциклі подача змінюється від нуля до максимуму, що не дозволяє звести пульсації розчину до мінімуму. Тому, щоб забезпечити найсприятливіші умови для плавності усмоктування і рівномірності нагнітання розчину насосом одночасно, в даній роботі запропоновано створити розчинонасос із двома робочими органами (основним і додатковим поршнями), розташованими один над одним у вертикальній площині, які повинні мати різні приводи. При цьому для основного поршня краще мати привод від кривошипно-шатунного механізму, а для додаткового (компенсаційного) поршня - кулачковий привод. Перший з них забезпечує динамічно плавну роботу насоса і сприятливі умови усмоктування, що підтверджено практикою, а другий - можливість руху додаткового поршня за таким законом, що дозволяє здійснювати подачу розчину з мінімально можливою пульсацією. Для дво-поршневого розчинонасоса нового типу така постановка завдання сформульована вперше.

Другий розділ присвячений питанням теоретичного пояснення передумов створення малоімпульсного розчинонасоса з двома поршнями і комбінованим їх приводом. Обґрунтування математичної моделі роботи такого розчинонасоса здійснено за кінематичною схемою, подано на рис.1.

Насос містить робочу I і компенсаційну II камери з патрубками підводу 3 і відводу 2 перекачуваного середовища і усмоктуючого 5 та нагнітального 6 клапанів, основного поршня 7 із приводом від кривошипно-шатунного механізму 4 і додаткового поршня 9, який рухається від кулачкового механізму 8. Компенсаційна камера II встановлена безпосередньо над робочою камерою I, чим забезпечується найкоротший і простий шлях руху перекачуваного середовища всередині насоса.

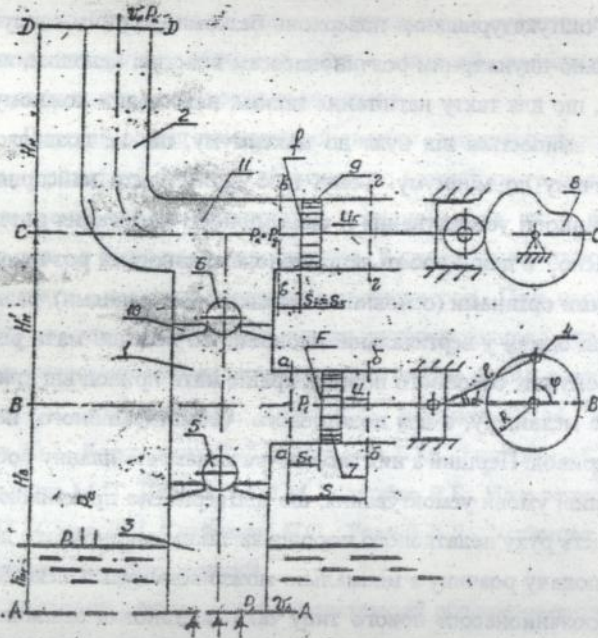


Рис. 1. Схема розчинонасоса

Розчинонасос працює таким чином. При русі основного поршня 7 вправо будівельний розчин із патрубка 3 через відкритий клапан 5 засмоктується в робочу камеру I. Оскільки об'єм камери I відносно до робочої поверхні поршня 7 невеликий (внаслідок відсутності діафрагми), в камері I в

момент пуску насоса виникає достатнє розривження повітря, тому насос здатний стабільно засмоктувати малорухомий будівельний розчин. При цьому попереднє заповнення робочої камери водою не є потрібним.

При ході поршня 7 вліво клапан 5 закритий, а розчин через відкритий клапан 6 витісняється з камери I в камеру II. При цьому одна частина цього розчину нагнітається до напірного трубопроводу 2, а інша - заповнює поршневу порожнину додаткового поршня 9, який під дією розчину і пружини через опорний ролик постійно притискається до кулачка приводу 8 і рухається вправо у міру повороту цього кулачка. При цьому кулачок 8 повинен мати такий профіль, який би забезпечував рівномірну подачу розчину в напорний трубопровід 2.

Математичну модель роботи такого розчинонасоса можна проаналізувати таким чином. Для процесу усмоктання основним поршнем 7 (рис.1) диференціальне рівняння несталої плавномірного руху для потоку реальної рідини може бути подане у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial L} \left(Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g} \right) + \frac{\partial hl}{\partial L} + \frac{\alpha_0 \partial V}{g \partial t} = 0, \quad (1)$$

де Z - координата центру ваги живого зрізу рідини, який розглядається; P - тиск у центрі ваги живого зрізу; γ - питома вага рідини; V - середня швидкість потоку в живому зрізі рідини; α - коефіцієнт кінетичної енергії рідини (в подальших обчисленнях береться для спрощення $\alpha = 1$); hl - втрати енергії; α_0 - коректив швидкості при розрахунках рівняння кількості руху; g - прискорення вільного падіння; t - негайний час.

Перший доданок у рівнянні (1) становить собою зміну енергії вздовж траєкторії L (від початку усмоктуючого трубопроводу до усмоктуючої основи поршня 7). Другий доданок характеризує зміну втрат енергії вздовж L . Третій доданок - це локальна складова сили інерції, віднесена до одиниці ваги реальної рідини.

На ділянці усмоктування від бункера з розчином до поршня 7 тиск і швидкість руху розчину будуть змінюватися. Помножимо рівняння (1) на dL і проінтегруємо його в межах від $L=0$ до $L=L_b+S_1$, де L_b - довжина усмоктуючої лінії насоса, а S_1 - величина (хід) горизонтального пересування поршня 7.

Здійснивши необхідні перетворення, одержимо:

$$\frac{P_1^y}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \left[H_B + (1 + \sum \xi) \frac{U^2}{2g} + h_{sk5} + \frac{a_0}{g} \frac{\partial U}{\partial t} (L_b + S_1) \right], \quad (2)$$

де P_1^y - тиск під основним поршнем 7 у період усмоктування, H_B - висота усмоктування; $\sum \xi$ - сумарні опори потоку у лінії, що усмоктує; U - негайна швидкість поршня, яка залежить від кутової швидкості і радіуса кривошипа 4; h_{sk5} - втрати в усмоктувальному кульовому клапані 5; L_b - сумарна приведена довжина ділянок усмоктуючої лінії відповідних площ.

Отже, щоб величина тиску під основним поршнем P_1^y при натурному конструюванні розчинонасоса з двома поршнями була максимальною, необхідно звести до мінімуму H_B , h_{sk5} , L_b , S_1 , гідравлічні опори усмоктуючої лінії, початкове прискорення основного поршня, інерційний член рівняння (2) $\frac{a_0}{g} \frac{\partial U}{\partial t} (L_b + S_1)$, відстань між основним і додатковим шпіндрами, а також швидкість усмоктування розчину.

У період усмоктування розчину основним поршнем 7 в робочу камеру і одночасно відбувається нагнітання його додатковим поршнем 9 в напірний трубопровід 2. Процес нагнітання при цьому можна також математично описати рівнянням (1).

Помноживши це рівняння на dL і проінтегрувавши його в межах усієї довжини напірного трубопроводу 2 (рис.1), після відповідних перетворень одержимо функціональний вираз для оцінки тиску під додатковим компенсаційним поршнем:

$$\frac{P_k}{\gamma} = \frac{P_H}{\gamma} + \left[H_H + \frac{V_H^2}{2g} + (\sum \xi - 1) \frac{U_k^2}{2g} + \frac{\alpha_0}{g} \frac{\partial U_k}{\partial t} (L_H + S_2) \right], \quad (3)$$

де P_H - тиск у нагнітальній трубі; H_H - висота нагнітання; V_H - швидкість потоку на виході із нагнітальної труби;

$\sum \xi$ - сумарні опори потоку в нагнітальній трубі;

L_H - сумарна довжина ділянок напірного трубопроводу; S_2 - хід додаткового поршня.

Із рівняння (3) витікає, що максимальна величина тиску P_k під додатковим поршнем 9 виявиться при максимумі доданків у квадратних дужках.

Процес нагнітання основним поршнем 7 і компенсації додатковим поршнем 9 математично виражається через помноження диференціального рівняння (1) на dL і інтегруванням його в межах від осі основного поршня 7 до осі додаткового поршня 9. В результаті одержуємо зв'язок тисків під основним поршнем P_1^H і додатковим компенсаційним поршнем P_k :

$$\frac{P_1^H}{\gamma} = \frac{P_k}{\gamma} + \left[H'_H + \frac{U_k^2}{2g} + (\sum \xi - 1) \frac{U}{2g} + h_{\text{шк6}} + h_{\text{тп}} + \frac{\alpha_0}{g} \frac{\partial U}{\partial t} (L'_H + S_1 + S_F) \right], \quad (4)$$

де H'_H - висота нагнітання основним поршнем; P_k - тиск під компенсаційним (додатковим) поршнем; U_k - негайна швидкість компенсаційного поршня 9; $h_{\text{шк6}}$ - втрати напору в шаровому клапані 6; $h_{\text{тп}}$ - втрати напору в компенсаційному трійнику.

Математичний зв'язок тисків під основним поршнем P_1^H і в напірному трубопроводі P_H встановлюється помноженням диференціального рівня-

ня (1) на dL і інтегруванням його в межах від осі усмоктуючого поршня 7 до закінчення нагнітального трубопроводу насоса у вигляді:

$$\frac{P_H^F}{\gamma} = \frac{P_H}{\gamma} + \left[H_H + H'_H + \frac{V_H^2}{2g} + \left(\sum \xi - 1 \right) \frac{U}{2g} + h_{\text{вк6}} + h_{\text{тр}} + \frac{\alpha_0 \partial U}{g \partial t} (L_H + S_1) \right]. \quad (5)$$

У процесі нагнітання основним поршнем 7 баланс витрат розчину в компенсаційній камері 11 розчинонасоса буде:

$$\frac{dQ_H}{dt} = F \frac{dU}{dt} + f \frac{dU_k}{dt}, \quad (6)$$

де $Q_H = V_H F_H$ - витрата розчину в нагнітальному трубопроводі; V_H - швидкість у нагнітальному трубопроводі; F_H - площа зрізу нагнітального трубопроводу.

З метою зведення до мінімуму імпульсності розчину в напірному трубопроводі 2, в роботі запропоновано одну половину профілю кулачка 8 приводу компенсаційного поршня виконати за еквадистантою спіралі Архімеда:

$$R_1 = R_0 + \frac{R}{\pi} \varphi, \quad (7)$$

а іншу половину профілю - за еквадистантою кривої з рівнянням:

$$R_2 = R_0 + R (1 - \cos \varphi) \pm \frac{R}{2l} \sin^2 \varphi - \frac{R}{\pi} (2\pi - \varphi), \quad (8)$$

де R_1 і R_2 - поточні радіуси кривих (7) і (8);

R_0 - початковий радіус кривих (7), (8), рівний відстані між осями кулачка і опорного катка при $\varphi = 0$;

R - радіус кривошипа приводного вала;

l - довжина шатуна приводу основного поршня;

φ - кут повороту привідного вала в межах $0 \leq \varphi \leq 2\pi$. Еквівалентна відстань кривих (7) і (8) дорівнює радіусу опорного ролика.

Таким чином, додатковий компенсаційний поршень 9, рухаючись за законом, описаним рівняннями кривих (7) і (8), прогнозує забезпечення практично безімпульсної рівномірної подачі перекачуваного середовища протягом всього циклу роботи насоса, про що свідчить перша похідна рівнянь (7) і (8), яка дорівнює константі і характеризує швидкість руху (подачу) розчину в нагнітальному трубопроводі.

Прикладом конкретного виконання розглянутих вище теоретичних передумов може бути створений і в подальшому досліджуваний нами розчинонасос із такими вихідними параметрами: діаметри поршнів (основного і додаткового) - 90 мм, радіус кривошипа - $R = 40$ мм, хід основного поршня - $2R = 80$ мм, довжина шатуна $l = 180$ мм, діаметр опорного ролика - 90 мм, частота подвійних ходів поршнів - 144 1/хв., подача 3.6 м³/г, напір - 4 МПа.

Третій розділ дисертаційної роботи присвячений аналізу експериментальних досліджень малоімпульсного диференціального розчинонасоса з комбінованим приводом двох поршнів. Основна мета цих досліджень - експериментальна перевірка правильності сформульованих теоретичних передумов при створенні даного розчинонасоса і встановленні його оптимальних конструктивних параметрів.

Узагальнюючим показником оптимальності основних параметрів досліджуваного розчинонасоса вибраний його об'ємний ККД, який становить собою відношення реальної подачі насоса до його теоретичної подачі, одержаної на основі розрахункових даних.

Для проведення необхідних вимірів була розроблена і виготовлена відповідна експериментальна установка, яка включає бункер місткістю 300 дм³, обладнаний реверсивною шнековою мішалкою з приводом. До вихідного патрубку бункера через гумовотканий рукав приєднаний усмоктуючий патрубок досліджуваного розчинонасоса.

Використання необхідних для проведення експериментів приладів і інвентаря дозволило забезпечити надійну вірогідність експериментальних досліджень за ретельно відпрацьованою методикою, що забезпечила встановлення оптимальних конструктивних параметрів розчинонасоса і їх вплив на його основні технологічні характеристики - об'ємний ККД, усмоктуючу здатність і рівномірність подачі розчину.

Залежність об'ємного ККД від розмірів отворів у гніздах кульових клапанів експериментально виявлялася шляхом варіювання змінними гніздами клапанів із діаметрами отворів 10, 20, 30, 40 мм. Одержані дані свідчать про те, що величина отвору в гнізді кульового клапана суттєво впливає на об'ємний ККД розчинонасоса. Із побудованих графіків витікає, що спочатку із збільшенням діаметра отвору в гнізді усмоктуючого клапана (рис. 2, а, крива 1) об'ємний ККД значно зростає, досягає чітко вираженого максимального значення 78% при діаметрі отвору 30 мм і потім починає падати.

При зменшенні діаметра отвору в змінному гнізді усмоктуючого клапана до 10 мм подача розчинонасосом повністю припиняється. Це пояснюється тим, що кількість розчину, який попав до усмоктувальної камери за час такту усмоктування або не досягає кількості розчину, що витрачається на зворотні витіки при спрацьовуванні усмоктуючого і нагнітального клапанів, або розчин не засмоктується зовсім.

Зміна діаметра отвору в гнізді нагнітального клапана виявляє значно менший вплив на об'ємний ККД розчинонасоса чим в усмоктувальному клапані, хоча загальний характер графічної залежності зберігається, тобто при збільшенні діаметра отвору від 20 до 40 мм спочатку об'ємний ККД небагато зростає, досягає максимуму 80% при діаметрі 30 мм і потім починає поступово знижуватися (рис. 2, а, крива 2), що також пояснюється, як і для усмоктувального клапана, зростанням зворотних витоків розчину при збільшенні діаметра отвору в гнізді клапана вище оптимального розміру.

Вплив висоти пішйому кульки над гніздом клапана на об'ємний ККД розчинонасоса аналогічний впливу діаметра отвору в гнізді клапана, тобто

зі збільшенням висоти підйому кульки об'ємний ККД спочатку зростає, досягає максимуму і потім суттєво знижується. Для усмоктувального клапана цей вплив виражений значно сильніше, чим для нагнітального. Так, для усмоктувального клапана максимум об'ємного ККД 76.6 % відповідає висоті підйому кульки 10 мм (рис. 2, б, крива 1). На відміну від розмірів отворів у гнізді клапана навіть невелике збільшення висоти підйому кульки понад оптимального значення приводить до різкого зниження об'ємного ККД розчинонасоса. Особливо суттєво це проявляється в усмоктувальному

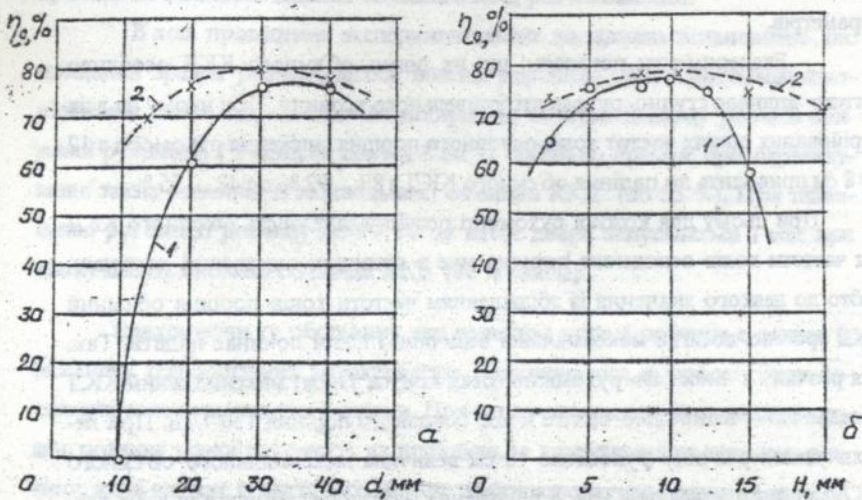


Рис. 2. Залежність об'ємного ККД розчинонасоса

від діаметра отвору (а) і висоти підйому (б) усмоктувального (1) і нагнітального (2) клапанів

клапані, де при збільшенні висоти підйому кульки з 10 до 15 мм об'ємний ККД розчинонасоса падає з 78 до 60 %.

Експериментальне вивчення впливу частоти ходів основного поршня на об'ємний ККД здійснювалось на вапняково-піщаних будівельних розчинах із рухомістю по осадку конуса 8, 10, 12 см.

При проведенні цих досліджень обидва кульові клапани - усмоктувальний і нагнітальний налаштовувались на оптимальні параметри, встановлені в процесі раніше здійснених експериментів. Частота подвійних ходів основного поршня за допомогою чотириструменевих шківів клинопасової передачі встановлювалась на рівні 74, 101, 130 і 161 1/хв.

Одержані статистичні і графічні експериментальні дані показують, що як частота подвійних ходів поршня, так і рухомість перекачуваного розчину сильно впливають на об'ємний ККД розчинонасоса, обидва клапани якого налагоджені на вже виявлені оптимальні значення конструктивних параметрів.

Експерименти показали, що на рівень об'ємного ККД особливо суттєво впливає ступінь рухомості будівельного розчину. При цьому на всіх варіюваних рівнях частот ходів основного поршня зниження рухомості з 12 до 8 см приводить до падіння об'ємного ККД з 87 ... 92 % до 48 ... 55 %.

При цьому для кожної рухомості розчину залежність об'ємного ККД від частоти ходів основного поршня має в принципі однаковий характер, тобто до деякого значення із збільшенням частоти ходів поршня об'ємний ККД зростає, досягає максимальної величини і потім починає падати. Так, для розчину з високою рухомістю (осад конуса 12 см) максимальний ККД складає 92% і відповідає частоті ходів основного поршня 130 1/хв. При перекачуванні розчину рухомістю 10 см величина максимального об'ємного ККД уже знижується до 83 %, а положення максимуму зміщується в бік частоти 101 1/хв. При роботі насоса на ще більш густому розчині (осад конуса 8 см) рівень максимуму об'ємного ККД падає до 55%, а частота ходів основного поршня зміщується до 90 1/хв, однак тут доречно підкреслити, що об'ємний ККД 80 ... 90 % для розчинонасоса є досить високим, а тому цілком допустимим при перекачуванні малорухомих розчинів є об'ємний ККД на рівні 48 ... 55 %.

Значне падіння об'ємного ККД розчинонасоса при зниженні рухомості перекачуваного розчину пояснюється збільшенням запізнювання при

спрацьовуванні кульових клапанів у густих розчинах, що супроводжується зростанням зворотних витоків у клапанах.

При підвищенні частоти подвійних ходів основного поршня за оптимальний рівень, при якому досягається максимум об'ємного ККД, кулька клапана за рахунок інерції і опору розчину не встигає закриватись досить швидко, тому до повного закриття клапана частина розчину видавлюється із робочих камер назад через отвір у гнізді клапана. При цьому чим густіший розчин, що перекачується, тим раніше наступає критична частота, при якій починається падіння об'ємного ККД розчинонасоса.

В ході проведення експериментальних досліджень встановлено, що дослідний зразок розчинонасоса володіє хорошою усмоктувальною здатністю: він легко запускається безпосередньо на будівельному розчині зниженої рухомості (з осадом конуса 8 см) і стабільно працює при перекачуванні таких розчинів із задовільним об'ємним ККД (до 55 %). При підвищенні рухомості розчину до 9 - 10 см насос добре запускається і має при цьому досить високий об'ємний ККД (80 % і вище).

Враховуючи ту обставину, що пульсація подачі розчину є однією із важливих технологічних характеристик розчинонасоса, в роботі були поставлені експерименти для її оцінки. При цьому пульсація вивчалась при подачі розчину різної рухомості, як візуально, за конфігурацією струменя розчину, який витікає із вихідного отвору трубопровода, так і шляхом автоматичного запису на папері двоканальним самопишучим приладом кривої зміни тиску розчину в нагнітальному патрубку і ходу поршня на протязі повного циклу роботи розчинонасоса (рис. 3). Візуальні спостереження показали, що струмінь перекачуваного розчину із вихідного отвору нагнітального трубопровода витікає рівно, без помітної пульсації, що підтверджується також кривою зміни тиску розчину в нагнітальному патрубку (рис. 3 б).

Невеликі ділянки падіння тиску прекачуваного розчину, як показує крива "б", з'являються через деякий час після проходження основного поршня через крайні "мертві" точки (точки 1 і 2 на кривій "а"), тобто в моменти закриття клапанів, які спостерігаються з деяким запізненням. Вони значно

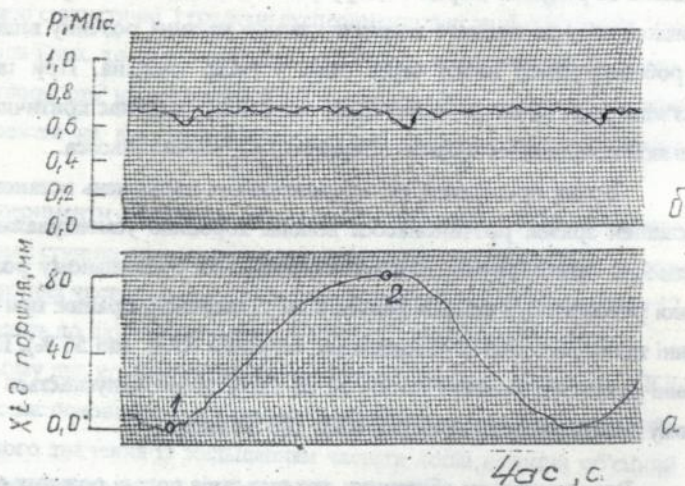


Рис.3. Діаграма руху робочого поршня розчинонасоса (а) і зміни тиску в нагнітальному патрубкові (б)

менші, чим при роботі відомих вертикальних розчинонасосів із проточним поршнем такої ж продуктивності, які працюють також за принципом подвійної дії. Пульсація в останніх носить явно синусоїдальний характер. Таким чином, за умовами пульсації подачі розчину досліджуваний розчинонасос повністю задовольняє вимогам технології механізованого нанесення будівельних розчинів на поверхні, що обробляються, способом безкомпресорного соплування. Звідси нова модель розчинонасоса з двома поршнями дійсно є малоімпульсною.

Четвертий розділ присвячений вперше поставленій розробці спеціальної методики конструктивно-технологічного інженерного розрахунку і техніко-економічній оцінці виробничого застосування розробленого малоімпульсного диференціального розчинонасоса. При проектуванні нових розчинонасосів вихідними даними є: задана дійсна продуктивність, тиск (напір) і потужність приводу. Так як визначення цих показників мало чим відрізняється від традиційних існуючих методик розрахунку поршневих насосів, нами запропоновані особливості рекомендацій з методики оцінки основних конструктивно-технологічних параметрів малоімпульсного диференціального розчинонасоса, розроблених на основі досвіду створення першого зразка такого насоса і всебічних його досліджень. В даній методиці значна увага надається рекомендаціям розрахунку профіля кулачка, застосованого в приводі додаткового компенсаційного поршня, на основі запропонованої математичної моделі насоса; наведені графо-аналітичні залежності і номограми з визначенням висоти підйому кульового клапана над гніздом, що скорочує терміни проектування таких розчинонасосів.

Техніко-економічна оцінка доцільності застосування запропонованого розчинонасоса проводилась у виробничих умовах при оштукатурюванні поверхонь стін 50-квартирного житлового будинку, який зводиться Полтавським тампонажним управлінням об'єднання "Укрнафта". Комісія прийняла розчинонасос і рекомендувала його до виготовлення і запровадження в будівельному виробництві дослідної партії. При цьому відкриті можливості для зниження енергомісткості насоса на 10 %, його металоемкості на 25%, а також підвищення продуктивності праці при оштукатурюванні поверхонь у 2.5 ... 3 рази порівняно з ручним методом виконання цих робіт.

Загальні висновки і результати

На основі виконаних досліджень сформульовані і науково обґрунтовані пропозиції для створення і запровадження у виробництво принципово

нового малоімпульсного диференціального розчинонасоса з комбінованим приводом двох поршнів, розташованих в одній вертикальній площині.

Впровадження розчинонасоса вказаної конструкції і використання одержаних результатів дозволяє організувати ефективні комплексно-механізовані технології для нанесення густих розчинів на поверхні конструкцій у будівництві і будівельній індустрії.

В результаті здійснених досліджень одержані такі висновки і науково-технічні результати:

1. На основі детального аналітичного огляду існуючих вітчизняних і зарубіжних конструкцій розчинонасосів висунута і здійснена ідея створення малоімпульсного диференціального розчинонасоса з комбінованим приводом двох поршнів, розташованих у вертикальній площині. При цьому для основного поршня рекомендується привод від кривошипно-шатунного механізму, а для додаткового - кулачковий привод, який забезпечує подачу розчину з мінімально можливою пульсацією.

2. Теоретично і графоаналітично з використанням ЕОМ обґрунтовані принципи розробки малоімпульсного диференціального розчинонасоса з двома поршнями, один з яких є основним і здійснює плавне усмоктування розчину в робочу камеру без розриву струменя, а в такті нагнітання подає цей розчин в компенсаційну камеру із другим поршнем і далі в нагнітальний трубопровід. Щоб забезпечити рівномірну подачу розчину протягом всього циклу роботи насоса, профіль приводного кулачка додаткового поршня складається з двох половин - перша половина становить собою еквідистанту спіралі Архімеда, друга - виконана за еквідистантою кривої, що становить собою різницю між рівнянням спіралі Архімеда і рівнянням ходу основного поршня.

3. На основі прийнятих теоретичних передумов розроблений робочий проект і виготовлений дослідний зразок малоімпульсного диференціального розчинонасоса з двома поршнями, кожний з яких обладнаний автономним приводом. Поперелні дослідження даного розчинонасоса повністю підтвер-

дили його цільове призначення: високу усмоктувальну здатність густих розчинів рухомістю 8 ... 10 см без розриву струменя і рівномірну їх подачу в нагнітальний трубопровід.

4. Проведені експериментальні дослідження створеного розчинонасоса для вивчення впливу основних конструктивних параметрів на головну технологічну характеристику - його об'ємний ККД з метою встановлення оптимальності роботи насоса.

5. На основі експериментальних даних та аналітичних узагальнень запропонована формула для розрахунку бокової поверхні відкриття кульового клапана, на основі якої побудовані графіки залежності бокової поверхні відкриття кульового клапана від висоти підйому кульки над гніздом для практичного інженерного застосування їх у процесі розробки нових розчинонасосів запропонованої конструкції.

6. Експериментально вивчений вплив діаметра отворів у гніздах усмоктуючого і нагнітального клапанів і висоти підйому кульок над ними. Встановлено, що оптимальними діаметрами отворів для усмоктуючого і нагнітального клапанів при подачі насоса 3.6 м³/г є відповідно 35 і 30 мм, а висотами підйому кульок - 10 і 8 мм.

7. Одержані експериментальні дані показали, що як частота подвійних ходів основного поршня, так і рухомість перекачуваного розчину сильно впливають на об'ємний ККД розчинонасоса. При цьому зменшення рухомості розчину з 12 до 8 см приводить до зниження максимального значення об'ємного ККД з 92 до 53 % з одночасним зміщенням положення максимуму ККД при частоті ходів поршня від 130 до 90 1/хв.

8. Дослідження експериментального зразка диференціального розчинонасоса повністю підтвердили правильність вибраних передумов для його розробки. Насос дійсно має високу усмоктувальну здатність, легко запускається і стабільно працює при перекачуванні розчинів рухомістю 8 ... 12 см, володіє виключно низькою пульсацією.

9. На основі результатів досліджень вперше розроблена науково обґрунтована методика інженерного розрахунку конструктивно-технологічних параметрів для проектування розчинонасосів даного типу.

10. Виробничі випробування досліджуваного розчинонасоса для комплексно-механізованого оштукатурювання поверхонь стін будівлі, яка зводиться, підтвердили його цільове призначення для малоімпульсної рівномірної подачі розчину до місця укладки і основні показники його технічної характеристики, закладені в конструкцію. Насос дозволяє забезпечити підвищення продуктивності праці штукатурів у 2.5 ... 3 рази, знизити металомісткість на 25 % і енергомісткість на 10 % порівняно з раніше застосовуваними розчинонасосами. За результатами виробничих випробувань насос рекомендовано до випуску дослідної партії.

Основні положення і результати роботи викладені в таких публікаціях:

1. Онищенко В.А., Васильєв А.В. Обоснование выбора привода дифференциального растворонасоса. // Пути повышения эффективности строительства. Сб. Научных трудов Полт. ИСИ. - Киев, 1993, с. 55.

2. Онищенко В.А., Васильєв А.В. Малоимпульсный двухпоршневой растворонасос. // Оптимизация конструкций и технология строительного производства. - Киев, 1993, с. 40 - 43.

3. Онищенко В.А., Вовченко В.И., Васильєв А.В. Нагрузочный стенд для испытания насосов, перекачивающих жидкость со значительным содержанием твердой фазы. // Заявка на изобретение № 94030869/242, приоритет 11.10.1993, Киев.

4. Онищенко В.О., Уст'янець В.У., Васильєв А.В. // Помпа. Патент на винахід № 94030869/243, 11.10.1993, Київ.

5. Онищенко В.О., Уст'янець В.У., Васильєв А.В. Малоімпульсна помпа. // Патент на винахід № 4501662/814, 11.05.1994, Київ.

6. Онищенко В.О., Уст'янець В.У., Васильєв А.В. Прямоточна помпа. // Заявка на винахід № 134401426, приоритет 22.04.1994, Київ.

7. Болотских Н.С., Онищенко В.А. К вопросу оценки влияния высоты подъема клапанного шарика над гнездом на объемный КПД растворонасоса. // Повышение эффективности строительства. Тезисы докладов 50-й юбилейной научно-технической конференции ХГУСА, Харьков, 1995, с.53.

8. Онищенко В.А., Устьянцев В.У. Разработка и исследование малоимпульсного растворонасоса с комбинированным приводом двух поршней. // Прогрессивная техника и технологии в машиностроении. Тезисы докладов на международной научно-технической конференции. Донецк, 1995, с. 182-183.

9. Онищенко В.А., Васильев А.В., Дифференциальный малоимпульсный растворонасос. // Прогрессивная техника и технологии в машиностроении. Тезисы докладов на международной научно-технической конференции. Донецк, 1995, с. 180 - 181.

10. Устьянцев В.У., Болотских Н.С., Онищенко В.О. Малоимпульсный насос. // Заявка на винахід № Г -04815/02, пріоритет 10.02.1996, Київ.

11. Устьянцев В.У., Онищенко В.А. Новые направления в конструировании растворонасосов. // Строительные машины и автоматизация. Тезисы докладов международной научно-технической конференции, Москва, 1996, с. 31 - 32.

12. Надобко В. П., Васильев А.В., Онищенко В.О. Экспериментальная оценка объемного ККД двупоршневого розчинонасоса. // Тези доповідей на науковій конференції Полт. ГУ, Полтава, 1996, с.6.

13. Болотских Н.С., Онищенко В.А. Экспериментальные исследования малоимпульсного дифференциального двухпоршневого растворонасоса. // Тезисы докладов на 51-й научно-технической конференции ХГУСА, Харьков, 1996, с.49.

14. Онищенко В.А., Гузынин А.И. Математическая модель работы основного поршня двухпоршневого растворонасоса. // Прогрессивная техника и технологии в машиностроении, Донецк, 1996, с. 171.

Аннотация

Онищенко В.А. Разработка и исследование малоимпульсного дифференциального растворонасоса с комбинированным приводом двух поршней.

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, г. Полтава, 1996 г.

Разработаны теоретические предпосылки, на основе которых впервые создан и экспериментально исследован малоимпульсный дифференциальный растворонасос с комбинированным приводом двух поршней. Получены оптимальные характеристики его работы, которые положены в основу научно-обоснованных рекомендаций для методики инженерных расчетов новых растворонасосов предложенного типа.

Summary.

Onishchenko V.A. "Elaboration and testing of low-impulse differential mortar pump with combined driving of two pistons".

Dissertation for the Degree Candidate of Technical Sciences, speciality 05.05.02 - Mechanisms and assemblies for production of building materials, structures and units", Poltava Technical University, Poltava, 1995.

Theoretical prerequisites have been worked out on the basis of which for the first time a low-impulse differential mortar pump with combined driving of two pistons have been created and tested experimentally. Optimal characteristics of its operation have been obtained which are assumed as a basis for scientifically grounded recommendations for technical calculations methods of new mortar pumps of the elaborated type.

Ключові слова: розчинонасос, подача, напір, кривошипно-шатунний механізм, кулачковий привод, усмоктувальна здатність, імпульсність, об'ємний коефіцієнт корисної дії.

Міхалюк

Підписано до друку 7. 10. 96р. Формат 60x84 1/16. Папір друкарський.
Друк офсетний. Умовн. друк. арк. 1. Замовлення №793. Тираж 100. Безкоштовно.
Дільниця оперативного друку статистичного управління Полтавської області.
м. Полтава, вул. Пушкіна, 103.

44494

AB 35.836