

*О.Г. Онищенко, д.т.н., проф., Є.А. Васильєв, асистент,
С.В. Зіжко, магістрант*

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

КЕРОВАНІЙ ЗАКОН РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНА ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

Розглядається конструкція однопоршневого розчинонасоса РНЗ,8А з гідравлічним компенсатором пульсації тиску та вплив зменшення пульсації тиску розчинної суміші за допомогою регулятора частоти електричного струму та пристрою, який забезпечує безконтактну зміну частоти електричного струму, на ефективність його роботи.

Ключові слова: диференціальний розчинонасос, пульсація тиску подачі, розчинна суміш, регулятор частоти електричного струму.

Рассматривается конструкция однопоршневого растворонасоса РНЗ,8А с гидравлическим компенсатором пульсации давления и влияние уменьшения пульсации давления растворной смеси с помощью регулятора частоты электрического тока и устройства, которое обеспечивает бесконтактное изменение частоты электрического тока, на эффективность его работы.

Ключевые слова: дифференциальный растворонасос, пульсация давления подачи, растворная смесь, регулятор частоты электрического тока.

The construction of onepiston mortar-pump РНЗ,8А with hydraulic compensator of mortar pressure pulsation and influence of pressure pulsation diminishing by the regulator of electric current frequency regulator and device, which provide contactless change of electric current frequency on his work efficiency is considered.

Key words: differential mortar-pump, pulsation of feeding pressure, mortar, electric current frequency regulator.

Постановка проблеми. Розчинонасоси, котрі приводяться в дію від електромеханічного привода, до складу якого входить кривошипно-шатунний механізм, мають суттєвий недолік, а саме: оскільки закон руху такого механізму є близьким до синусоїдального, то поблизу від «мертвих» точок швидкість руху робочого органа дуже незначна, що в результаті призводить до виникнення помітної пульсації, зумовленої різницею у величинах подачі впродовж такту та поблизу від «мертвих» точок.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми. Одним із шляхів зменшення величини пульсації є використання дво- або однопоршневих диференціальних розчинонасосів, подача розчину до напірного трубопроводу в яких відбувається в обох тактах, зокрема в такті всмоктування й у такті нагнітання. Двопоршневі розчинонасоси не набули широкого розповсюдження через складність їх конструкції, значну металоємність, неможливість регулювання подачі під час роботи та погану засмоктуваність малорухомих сумішей.

Для подальшого зменшення величини пульсації в диференціальних розчинонасосах застосовують кулачковий [1, 3] або гідравлічний [5, 6] привід. У першому випадку профіль кулачка задає такий режим руху робочого органа, при якому він має постійну швидкість упродовж такту та незначну частину часу порівняно із

тривалістю всього такту витрачає на проходження ділянки поблизу від «мертвих» точок. Гідравлічний привід забезпечує взагалі майже миттєвий перехід між напрямками руху, в результаті чого тиск у напірному трубопроводі не встигає зменшитися між тактами і подача розчинної суміші в напірний трубопровід відбувається в режимі зменшеної пульсації порівняно з кривошипно-шатунним приводом.

Формулювання цілей статті. Основною метою проведених досліджень було з'ясування можливості зменшення пульсації тиску подачі розчинної суміші шляхом керування режимом роботи диференціального розчинонасоса за допомогою регулятора частоти електричного струму та спеціального пристрою, який забезпечує безконтактну зміну частоти електричного струму впродовж циклу роботи.

Виклад основного матеріалу. Завдяки стрімкому розвитку електронної техніки можливим стає зменшення пульсації тиску подачі диференціального розчинонасоса з електромеханічним приводом без використання кулачків спеціального профілю або гідравлічної частини.

Електронне регулювання частоти обертання останнім часом знайшло широке розповсюдження. Високий ККД регулятора, порівняно невисока вартість та можливість збереження обертового моменту при зміні частоти в значному діапазоні обертання дозволяє суттєво полегшити розв'язання завдання зміни частоти обертання електродвигуна і, як наслідок, зміни продуктивності розчинонасоса. Крім того, можливою є зміна частоти обертання під час робочого циклу подачі розчинонасоса, причому найбільш доцільно прискорювати частоту обертання при переході поршня через «мертві» точки та уповільнювати її в середині циклу.

Це завдання розв'язується за допомогою того, що диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску обладнується регулятором частоти електричного струму фірми ABB «ACS 300» та спеціальним пристроєм керування із зворотним зв'язком, який встановлюється на осі колінчастого вала розчинонасоса та підключається до потенціометра регулятора частоти (рисунок 1).

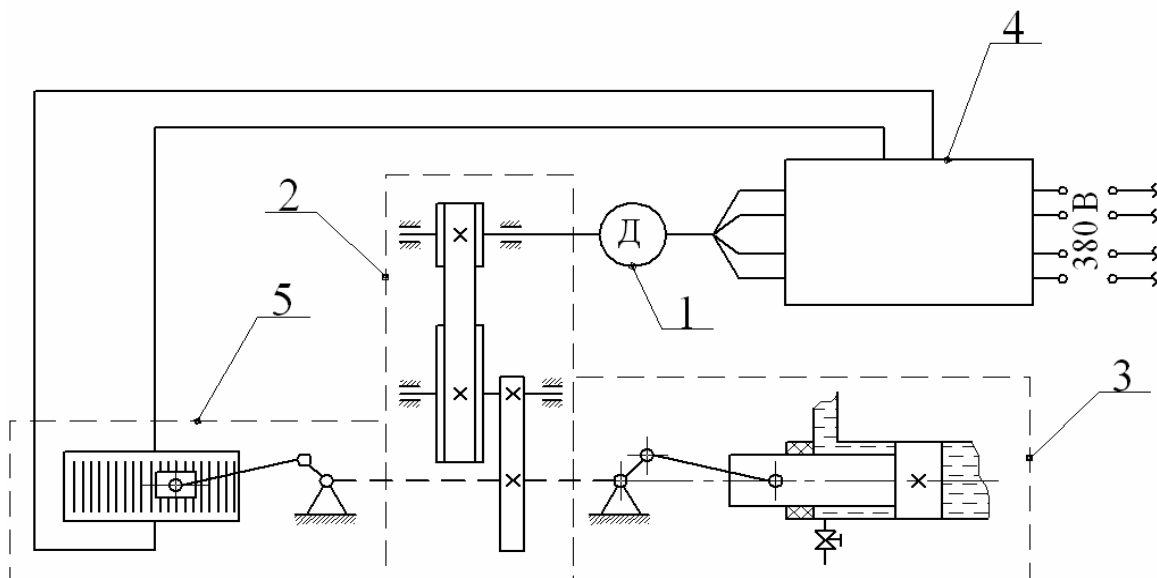


Рисунок 1 – Схема підключення пристрою керування до розчинонасоса з гідравлічним компенсатором пульсації тиску:

1 – двигун; 2 – редуктор; 3 – привідна частина та циліндро-поршнева група; 4 – регулятор частоти електричного струму; 5 – пристрій керування

Послідовність розташування ділянок різних частот обертання електродвигуна на пристрої робиться в такому порядку, щоб забезпечити високу швидкість поршня поблизу від крайніх положень та помірну в проміжних положеннях. Це забезпечується встановленням резисторів відповідного номіналу в потрібних ділянках пристрою. У результаті закон зміни швидкості поршня виглядає таким чином: швидкий розгін поблизу «мертвих» точок ходу поршня та постійна швидкість в інших положеннях, що дозволяє знизити пульсацію тиску подачі (рисунок 2).

Це відбувається за рахунок того, що тиск у магістралі не встигає значно знизитись за час, коли поршень швидко проходить «мертві» точки, і залишається майже постійним.

Пристрій керування (рисунок 3) складається з резисторів (1) різного номіналу в певному діапазоні та герметичних контактів (2), що послідовно з'єднані з ними й розташовані паралельно один до іншого та перпендикулярно до ходу повзуна. Їх замикання відбувається за допомогою магніта, прикріпленого до повзуна, рух якого здійснюється за допомогою шатуна, закріпленого на кривошипі ззовні розчинонасоса. Поздовжні розміри магніта дорівнюють двом діаметральним розмірам герметичних контактів, що буде забезпечувати їх послідовне замикання при переміщенні повзуна над ними. Залежно від замкнутих контактів та відповідних їм резисторів змінюється електричний опір і передається сигнал на зміну частоти обертання колінчастого вала кривошипа розчинонасоса до регулятора частоти. Дана конструкція забезпечує одночасне замикання від одного до двох герметичних контактів, що за умови паралельного підключення резисторів приводить до передачі регулятору частоти електричного струму середнього значення одночасно замкнених резисторів.

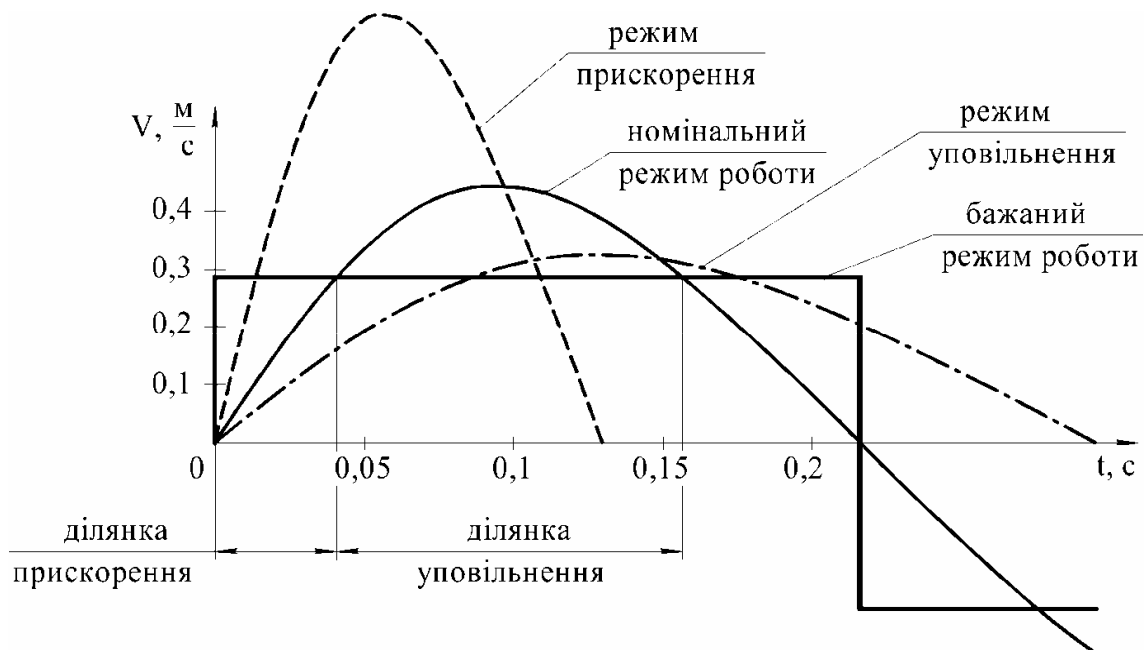


Рисунок 2 – Схема розташування ділянок змін швидкості руху поршня для досягнення малоімпульсної подачі розчинної суміші

Конструкція пристрою керування та модель регулятора частоти дає можливість задавати різні частоти електричного струму, які відповідають різним частотам обертання кривошипа розчинонасоса й розташовані в такому порядку, щоб забезпечити високу швидкість поршня поблизу крайніх положень та помірну – в проміжних положеннях.

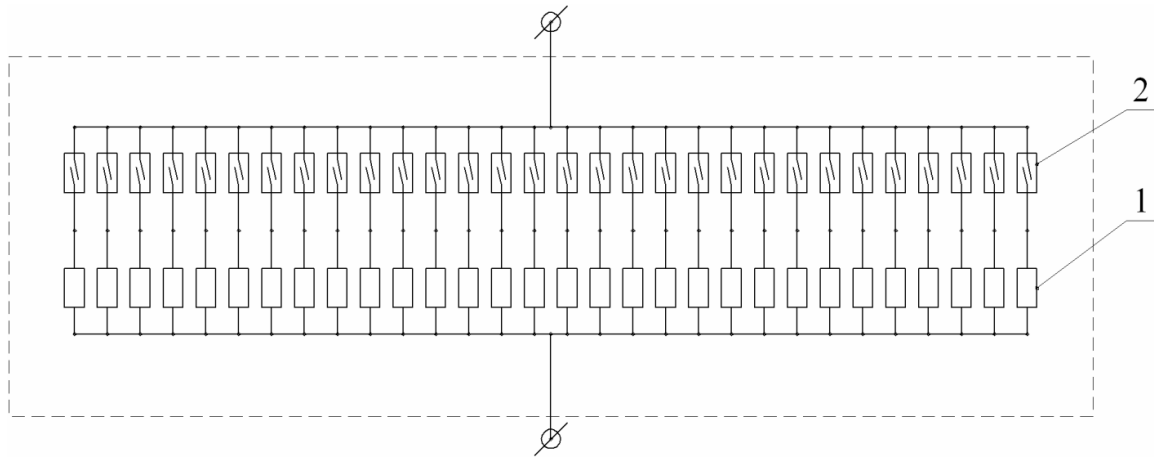


Рисунок 3 – Пристрій керування для зміни швидкості руху робочого органа розчинонасоса:

1 – резистори різного номіналу; 2 – герметичні контакти

Рівняння переміщення поршня для існуючої конструкції однопоршневого диференціального розчинонасоса з кривошипно-шатунним механізмом привода має вигляд

$$S(t) = r \cdot \cos(\omega \cdot t) + \sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\omega \cdot t)}, \quad (1)$$

де r – радіус кривошипа, м;

l – довжина шатуна, м;

ω – кутова швидкість кривошипа, рад/с;

t – час, с.

Графік теоретичної залежності швидкості поршня V , м/с, залежно від часу t , с, при прийнятих параметрах частоти обертання ω , рад/с, є диференціалом функції (1), тому він буде описуватися залежністю

$$V = \omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{\omega \cdot r^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \cdot \sin^2(\omega \cdot t)}}. \quad (2)$$

Якщо дослідити закон зміни швидкості поршня при застосуванні регулятора частоти та пристрою, він буде мати вигляд, наведений на рисунку 4, а саме: це буде комбінація залежності (1) з різними значеннями ω .

Аналізуючи криву 1 з рисунка 4, можна бачити, що при застосуванні пристрою для зміни характеру руху та при підборі потрібних частот обертання характер залежності подачі розчинної суміші від часу в циклі із синусоїдального, який мав місце без установалення пристрою, стає схожим на трапецієподібний, більш притаманний розчинонасосам із гідравлічним або кулачковим приводом.

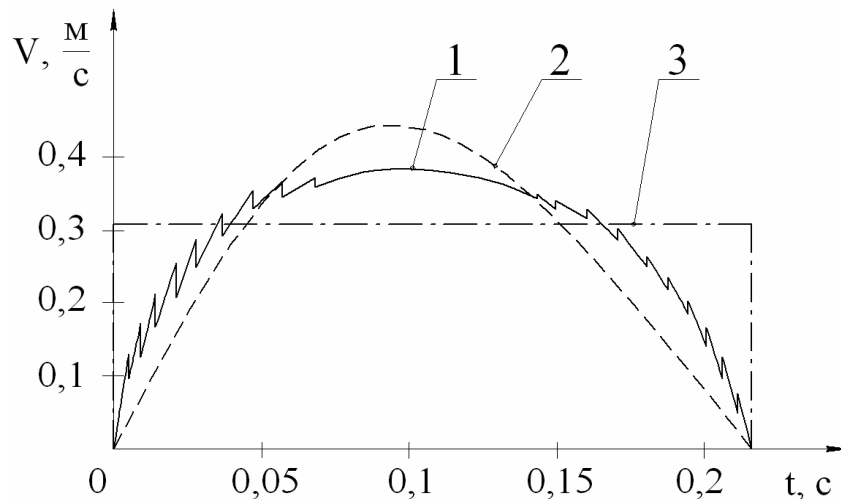


Рисунок 4 – Графік швидкості поршня залежно від часу: 1 – при застосуванні пристрою та регулятора частоти; 2 – без застосування регулятора частоти; 3 – бажаний закон зміни швидкості

Під час роботи розчинонасоса завдяки наявності опору трубопроводу й маси ланок привода виникає деяка інерційність у змінах швидкості, тому перехід між частотами перемикання буде більш плавним, як і сам графік швидкості поршня, тобто не матиме характерних «зубців» у місцях перемикання пристроєм частоти обертання кривошипа.

Отже, застосування такого методу зміни характеру руху робочого органа при незначній вартості дозволяє без збільшення металоємності конструкції підвищити експлуатаційні можливості розчинонасоса, а саме – змінювати закон руху будь-якого розчинонасоса з електромеханічним приводом таким чином, щоб без застосування громіздких пневматичних компенсаторів пульсація тиску подачі була незначною. Відсутність зайвих елементів конструкції та безконтактне перемикання здешевлює конструкцію й знижує ймовірність виходу її з ладу.

Для перевірки сформульованої методики на осі кривошипа встановлювався пристрій керування, безконтактні ділянки котрого під'єднувалися до входу потенціометра.

Пристрій установлювався таким чином, щоб крайнє положення поршня, в якому він найбільш віддалений від робочих камер, збігалось з початком замикання безконтактних ділянок, під'єднаних до потенціометра. У такому випадку гарантувався зворотний зв'язок між переміщенням поршня та частотою обертання кривошипа, тобто необхідна частота обертання забезпечувалася регулятором частоти електричного струму в потрібний момент для того, щоб тримати швидкість поршня на постійному рівні.

Як наслідок, різниця між максимальним та середнім значенням пульсації тиску подачі розчинної суміші у випадку регулювання швидкості зменшується, що позитивно відбивається на якості проведення оздоблювальних робіт, зокрема зменшується кількість відскоків розчинної суміші від стін при її механізованому нанесенні методом безкомпресорного соплування.

Порівняємо діаграми пульсації тиску в нагнітальній магістралі за умов регулювання (рисунок 5) та без нього.

Аналіз отриманих діаграм показує, що застосування електронного регулювання зменшує перепад між мінімальною та максимальною пульсацією тиску подачі й підтримує стабільний тиск протягом більшої частини циклу. Подібні діаграми пульсації можна спостерігати в роботах [1, 2, 3], але це забезпечувалося або комбінованим

кулачковим приводом робочого органа, або гідравлічним. Застосування комбінованого кулачкового привода потребує розрахунків профілю кулачка та його подальшого виготовлення з високою точністю. А для зміни закону руху необхідно виготовити кулачки з іншим профілем та демонтувати попередній. У випадку гідравлічного привода виникає необхідність установа додаткового обладнання (гідронасос, бак і високонапірна магістраль для мастила) та виготовлення прецизійної золотникової коробки й золотників.

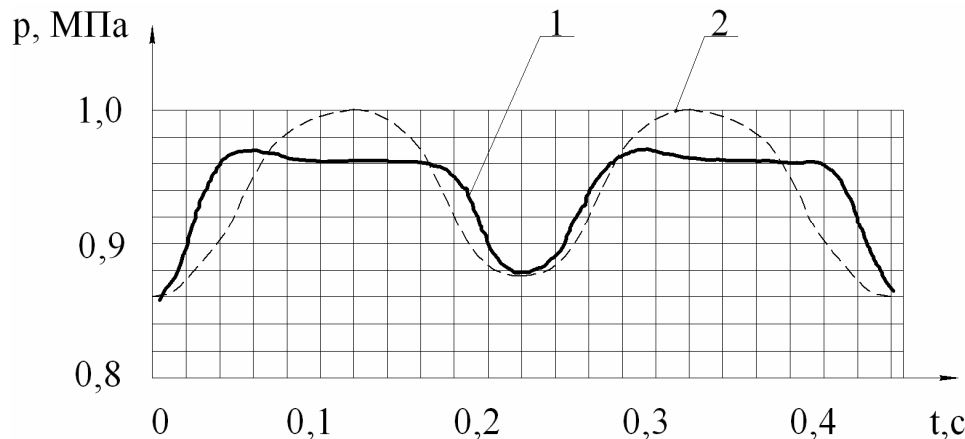


Рисунок 5 – Пульсація тиску подачі розчинної суміші в нагнітальному трубопроводі:
1 – за умови електронного регулювання швидкості робочого органа; 2 – режим роботи без регулятора частоти

У випадку запропонованої конструкції зміна закону руху відбувається шляхом безконтактного перемикавання частот, які задає регулятор частоти. Це дозволяє підібрати потрібний набір частот для забезпечення бажаного результату.

Висновки. Розглянута можливість та шляхи подальшого зниження величини пульсації тиску подачі без використання додаткових пневматичних компенсаторів і конструктивних змін привідного механізму: шляхом під'єднання до розчинонасоса регулятора частоти електричного струму та пристрою керування зі зворотним зв'язком. У результаті рекомендовано такий режим роботи поршня розчинонасоса, при якому звичайний синусоїдальний закон руху замінюється їх комбінацією з різними частотами обертання кривошипа і відповідно швидкостей поршня, що приводить до отримання закону руху, близького до такого, який характерний розчинонасосам із гідравлічним або комбінованим кулачковим приводами.

Експериментально доведена ефективність застосування електронного регулювання закону руху робочого органа для зменшення амплітуди пульсації тиску подачі розчинної суміші. Наведені переваги даного методу регулювання порівняно з існуючими.

ЛІТЕРАТУРА

1. 1. Малоимпульсный дифференциальный растворонасос с кулачковым приводом / А. Г. Онищенко, В. У. Устьянцев, Б. О. Коробко [та ін.] // Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва. – К.: КПІ, 1998. – Т.1. – С. 237 – 242.

2. 2. Малоимпульсные дифференциальные растворонасосы / [В. У. Устьянцев, А. Г. Онищенко, И. Я. Виноходов та ін.] // Механизация строительства. – 1990. – № 7. – С. 5 – 6.

3. 3. Коробко Б. О. Оптимізація профілю кулачка приводу вертикального диференціального розчинонасоса / Б. О. Коробко // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. держ. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: ПДТУ, 1998 – Вип. 3. – С. 11 – 22.
4. 4. Пат. №35898 МПК F04B 9/02 Україна. Диференціальний розчинонасос із керованим законом руху робочого органа / Є. А. Васильєв // Бюл. – 2008. – №19.
5. 5. Васильєв А. В. Вивчення ступеня стабільності роботи гідроприводного розчинонасоса / А. В. Васильєв // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2001. – Вип. 7. – С. 13 – 17.
6. 6. Кукоба А.Т. Гідропривідний розчинонасос подвійної дії: Дис... канд. техн. наук: 05.05.02 / Кукоба Анатолій Тихонович. – Полтава, 2000. – 142 с.
7. 7. Алёшин Н.И. Определение оптимальных режимов работы насосов для транспортирования строительных растворов / Н.И. Алёшин, Е.П. Парфёнов // Механизированный инструмент и отделочные машины. – 1971. – №3. – С. 9 – 14.
8. 8. Бобровский С.А. Гидравлика, насосы и компрессоры / С.А. Бобровский, С.М. Соколовский. – М.: Недра, 1972. – 296 с.
9. 9. Болотских Н.С. Экспериментальные исследования малоимпульсного дифференциального двухпоршневого растворонасоса / Н.С. Болотских, В.А. Онищенко // Труды 51-й науч.-техн. конф. ХГТУСА. – 1996. – С. 49.
10. 10. Парфёнов Е.П. Определение оптимальной частоты вращения кривошипного вала плунжерного растворонасоса / Е.П. Парфёнов // Механизация строительства. – 1973. – № 8. – С. 14.
11. 11. Сулига В.И. О допустимом числе оборотов одноцилиндрового поршневого насоса / В.И. Сулига, Ж.Г. Туровский // Вестник машиностроения. – 1972. – № 7. – С. 40 – 42.

Надійшла до редакції 03.03.2010 р.

© О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, С.В. Зіжко