

УДК 621.798

STUDY OF THE DYNAMICS OF SHUT-OFF AND CONTROL DEVICES WITH POSITIONAL ELECTROPNEUMATIC CONTROL SYSTEMS

S. Volodin, S. Tokarchuk, V. Myronchuk, M. Maslo

National University of Food Technologies

Key words:

*Sugar production
Numerical experiment
Shut-off and control
devices
Ball valve
Technological parameters*

Article history:

Received 20.10.2023
Received in revised form
02.11.2023
Accepted 16.11.2023

Corresponding author:

S. Volodin
E-mail:
volodinso@nuft.edu.ua

Citation: С. О. Володін, С. В. Токарчук, В. Г. МIRONCHUK, М. А. Масло (2023). Дослідження динаміки запірно-регулювальних пристроїв з позиційними електропневматичними системами керування. *Наукові праці НУХТ*, 29(5), 57—65
DOI: 10.24263/2225-2924-2023-29-5-6

ABSTRACT

High-quality sugar output largely depends on the efficiency of the shut-off and control devices (S&D) in the pipeline system connecting the equipment into a single continuously operating process line. Therefore, it is important to ensure optimal conditions for the continuous operation of technological equipment with shut-off and control devices for sugar production in accordance with the norms of technological regulations.

The results of experimental studies conducted on an experimental stand developed by the authors and equipped with a position-type electropneumatic drive are presented in the article. DN rotary disc flaps and ball valves were used for the study. The research methods included the theory of fluid dynamics and machine dynamics; numerical solution of systems of differential equations; methods of mathematical statistics for processing the results of experiments; computer modeling methods.

A comparative analysis of the results of mathematical modeling and field studies was carried out to determine the throughput of a ball valve with a positional pneumatic actuator depending on the angle of rotation of the locking element. Based on the analysis of the current state of the problem, it was determined that the reliability and adequacy of the proposed mathematical models depend on a reasonable combination of the initial design parameters with the standards of tightness, strength, and service life while ensuring a given technological regulation. This means that the mathematical models used to describe the operation of shut-off and control devices must be accurate and adequate. To do this, it is necessary to reasonably combine the initial design parameters of the valves and gauges with the standards of tightness, strength and service life. Shut-off and control devices depend on how fully and accurately they take into account the original design parameters of the S&D. These parameters include the geometry of the locking element; materials used to make the locking element; dimensions and shapes of the channels; and the location of the channels. In addition, mathematical models should take into account the standards of tightness, strength and service life of the S&D. The results of the research was implemented at the Linovets Sugar Plant.

DOI: 10.24263/2225-2924-2023-29-5-6

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ З ПОЗИЦІЙНИМИ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИМИ СИСТЕМАМИ КЕРУВАННЯ

С. О. Володін, С. В. Токарчук, В. Г. Мирончук, М. А. Масло

Національний університет харчових технологій

Вихід цукру високої якості багато в чому залежить від ефективності роботи запірно-регулювальних пристроїв (ЗРП) у системі трубопроводів, що з'єднують устаткування в єдину безперервну технологічну лінію, тому важливо забезпечити оптимальні умови безперервної роботи технологічного обладнання із ЗРП для виробництва цукру відповідно до норм технологічного регламенту.

У статті наведені результати експериментальних досліджень, які проводилися на розробленому авторами експериментальному стенді, обладнаному ЗРП з електропневматичним приводом позиційного типу. Для дослідження використовувалися поворотні дискові заслінки DN і кульові крани. Методи дослідження включали: теорію гідрогазодинаміки та динаміки машин; чисельне розв'язання систем диференціальних рівнянь; методи математичної статистики для обробки результатів експериментів; методи комп'ютерного моделювання.

Проведено порівняльний аналіз результатів математичного моделювання та натурних досліджень для визначення величини пропускної здатності кульового крана з позиційним пневмоприводом залежно від кута повороту запірної елементи. На основі аналізу сучасного стану проблеми визначено, що вірогідність та адекватність запропонованих математичних моделей залежать від розумного поєднання вихідних конструктивних параметрів з нормами герметичності, міцності та ресурсу при забезпеченні заданого технологічного регламенту. Це означає, що математичні моделі, які використовуються для опису роботи запірно-регулювальних пристроїв (ЗРП), мають бути точними й адекватними. Для цього необхідно розумно поєднувати вихідні конструктивні параметри ЗРП з нормами герметичності, міцності та ресурсу.

Запірно-регулювальні пристрої залежать від того, наскільки повно і точно вони враховують вихідні конструктивні параметри ЗРП. До цих параметрів належать: геометрія запірної елементи; матеріали, з яких виготовлено запірний елемент; розміри і форми каналів; розташування каналів. Крім того, математичні моделі мають враховувати норми герметичності, міцності та ресурсу ЗРП. Ці норми встановлюються відповідно до технологічного регламенту і визначають вимоги до надійності та довговічності ЗРП.

Вирішена задача забезпечення достовірності та адекватності математичних моделей аналізу вихідних параметрів ЗРП із подальшим формуванням вимог технологічного регламенту.

Результати виконаних досліджень впроваджені на Линовицькому цукровому заводі.

Ключові слова: цукрове виробництво, чисельний експеримент, запірно-регулювальні пристрої, кульовий кран, технологічні параметри.

Постановка проблеми. Формування етапів монтажу та експлуатації ЗРП (запірно-регулювальних пристроїв) на підприємствах цукрової галузі базується на правильності підбору і компонованні системи технологічних комунікацій. Вибір арматури для трубопровідної системи повинен ґрунтуватись на основі ретельно підготовлених і чітко поставлених технічних умов, які визначають необхідні параметри технологічного процесу. Розв'язання цієї задачі тісно пов'язане з: обґрунтованим вибором видів технологічного устаткування, широкою автоматизацією технологічних процесів, впровадженням нових технічних рішень, використанням необхідних засобів контролю для реалізації завдань комплексної механізації технологічних операцій.

Достовірність і адекватність запропонованих математичних моделей, які використовують для опису роботи запірно-регулювальних пристроїв (ЗРП), залежать від повноти й точності врахування початкових конструктивних параметрів ЗРП. Також важливим чинником є відповідність цих параметрів встановленим нормам герметичності, міцності й ресурсу. Тобто необхідно враховувати всі важливі конструктивні параметри ЗРП, включно з геометрією запірного елемента, матеріалами його виготовлення, розмірами та формами каналів, а також розташуванням каналів. Завдання забезпечення достовірності й адекватності математичних моделей є важливим і потребує ретельного аналізу вихідних параметрів ЗРП та вимог технологічного регламенту.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Висхідні вимоги до безпеки та надійності трубопроводів призводять до необхідності уточнення стандартів експлуатації трубопровідної арматури. Так, (Dorsatwar, & Kad, 2023) експериментально досліджує тиск на різні ділянки запірної арматури, які виникають під дією потоку рідини. Однак дослідження опрацьовані лише шляхом збільшення концентрації тиску для різних рідин, а саме: води, мастила та дизельного пального. Відповідно, не описані критерії розробки нового запірного елемента, і тому нечітко визначені вхідні дані, включаючи віртуальну твердотілу модель та граничні умови експлуатації. Крім загальних факторів, під час розрахунку кульових кранів і трубопроводів на цукрових виробництвах необхідно враховувати такі аспекти (Сорокін, 2009): вплив вібрації на передчасне зношування запірних елементів трубопровідної арматури, наявність ерозії робочого середовища. Актуальними завданнями, під час дослідження роботи запірних елементів арматури, є завдання з оптимізації конструкції. (Volodin, & Myronchuk, 2020). Оптимізацію виконано з використанням методу генетичних алгоритмів, розглянуто основні фактори, що впливають на конструкцію кульового крана, а також наведено результати оптимізації конструкції кульових кранів для різних умов експлуатації. Робота промислових запірно-регулювальних пристроїв залежить від місця монтажу на трубопроводі та системи керування потоком робочого середовища, найчастіше шляхом зміни прохідного перерізу (Rangappa, 2021). Результати дослідження проєктування і розрахунку арматури цукрових підприємств описані в праці (Kim, & Lee, 2019), де досліджувалась система трубопроводів заводу, яка може експлуатувати кульові крани у високотемпературних середовищах. Сильна кавітація також впливає на властивості потоку рідини й ефективність будь-якого гідравлічного клапана. Один із варіантів боротьби із кавітаційними явищами — це система керування пристроями запірно-регулювального типу. (Bindu, & Archana, 2017). У праці (Zhou, &

Wang, 2017) впливовими факторами на технологічну довговічність запірних елементів трубопровідної системи вважають характеристики робочого середовища і систему керування обладнанням. Одним із факторів вибору запірно-регулювальних пристроїв є відповідність експлуатаційним параметрам. На основі (ДСТУ EN 12266-1:2009, 2009; Sun, & Kim, 2017) для різних видів ЗРП сформована класифікація основних експлуатаційних характеристик. У праці (Gavva, 2023) зазначається, що запірно-регулювальні системи мають низку недоліків, які можуть ускладнювати їхнє використання. До них належать герметичність, габарити, а також властивості робочих середовищ. Крім того, опір потоку запірного елемента може призвести до підвищення витрат на експлуатацію.

З іншого боку, в (Alimonti, 2019) зазначено, що кульові крани та дискові заслінки з чверть поворотними системами мають ряд спільних характеристик. Вони характеризуються компактною конструкцією, простотою обслуговування та універсальністю застосування. Крім того, вимагають меншої потужності виконавчого механізму для підтримки заданого часу на відкриття/закриття.

На основі досліджень (Wanga, & Liub, 2019; Aoshima, 2018) обґрунтовано актуальність розв'язання задач щодо дослідження впливу пружно-дисипативних властивостей ланок і тертя в контактних парах запірно-регулювальних елементів на роботу електропневматичного приводу та його технологічних параметрів. Доведено актуальність напряму досліджень системи керування запірними елементами, оскільки це дає змогу підвищити ефективність роботи трубопровідної мережі в цілому. Аналіз чинних досліджень, пов'язаний з ефективністю роботи пристроїв запірно-регулювальних елементів, показав недостатність інформації щодо їх експлуатаційних характеристик. Такі характеристики, як час відкриття/закриття, герметичність, міцність і довговічність, потрібні для забезпечення надійності та безпеки роботи трубопроводів, тому подальші дослідження в цьому напрямку є необхідними для розробки ефективних і надійних пристроїв запірно-регулювальних елементів.

Метою статті є дослідження параметрів удосконалення конструкції системи позиційного приводу запірно-регулювального пристрою для підвищення ефективності роботи та експлуатаційних характеристик трубопровідної технологічної магістралі цукрового виробництва.

Матеріали і методи. Дослідження впливу пружно-дисипативних властивостей ланок і тертя у контактних парах запірно-регулювальних елементів (ЗРП) на роботу електропневматичного приводу та його технологічних параметрів проводили двома способами: методом чисельного моделювання та на експериментальних стендах.

На експериментальному стенді для дослідження кінематичних і аналітичних параметрів ЗРП, в умовах змінної продуктивності, можна було змінювати закони руху вихідної ланки. Експериментальними методами досліджено, як впливають пружно-дисипативні властивості ланок і тертя в контактних парах запірно-регулювальних елементів на кінематичні та динамічні характеристики ЗРП за умови змінної продуктивності технологічної ділянки. Роботу ЗРП змодельовано з пропорційним керуванням за допомогою цифрового витратоміра і датчиків тиску. Дослідження проводили у двоконтурній мережі: повітря — під тиском 6 барів, температурою 20 °С, вода — під тиском 0,2—4,0 бар, температурою 20—70 °С.

Результати і обговорення. Дослідження роботи ЗРП, оснащених електропневматичним приводом, здійснювали на експериментальному стенді (рис. 1) та у технологічному контурі трубопровідної магістралі Линовицького цукрового заводу. Під час досліджень, здійснено перевірку адекватності отриманих теоретичних результатів дослідження із даними дослідження гідродинамічних процесів, отриманими на власно розробленій експериментальній установці.

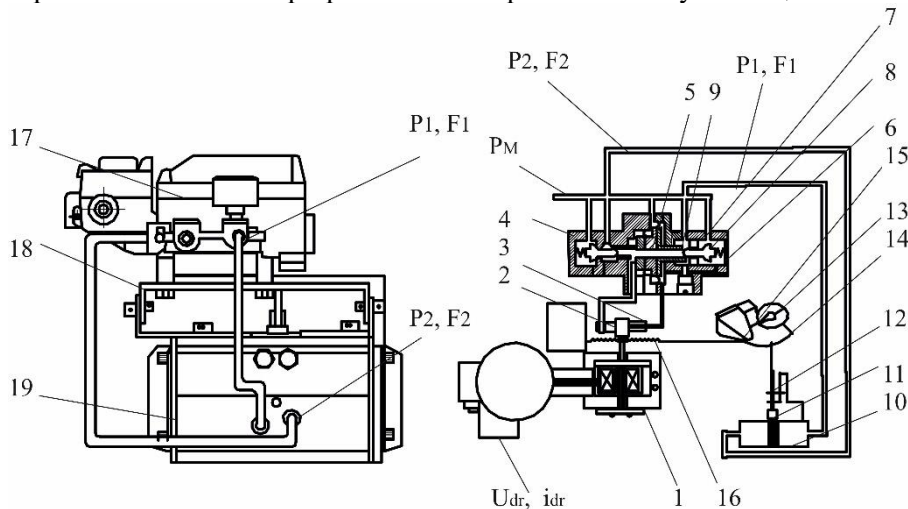


Рис. 1. Загальна схема позиційного приводу експериментального зразка ЗРП:

а) на базі поворотного пневмоприводу двосторонньої дії; б) структура пристрою позиціонування з пілотним клапаном: 1 — електромагнітний двигун; 2 — заслінка дросельовального пристрою; 3 — сопло; 4 — робоча камера ліва; 5 — золотник; 6 — робоча камера права; 7 — сидло; 8 — поршень золотника; 9 — підвідний трубопровід; 10 — привод (може бути використано будь-який або лінійного типу зі штоковим пневматичним циліндром); 11 — куліса; 12 — вал (шток) приводу; 13 — робоча камера пневматичного приводу; 14 — кулачок; 15 — пружина; 16 — пружина; 17 — кришка (корпус керуючого модуля); 18 — монтажна скоба; 19 — поворотний пневматичний циліндр

На рис. 1 наведено принципову схему керування ЗРП на базі електропневматичного позиційного поворотного рейкового приводу. Відповідно до схеми (рис. 1) потрібно зазначити, що досліджуваний позиційний електропневматичний привод, послідовно змонтовано із дисковою міжфланцевою заслінкою та кульовим краном. Під час збільшення вхідного електричного сигналу (4—20 мА), робоча заслінка 2 впливає на сопло 3. Люз між соплом 3 і заслінкою 2 збільшується пропорційно до вхідного сигналу. Результатом є формування тиску на золотник 5 з подальшим його рухом вперед, що забезпечує скидання стисненого повітря до приводу 10. Зі зростанням тиску в робочій камері приводу вал приводу 12 передає тиск на кулачок 14, що забезпечує натяг пружини 15. Компенсування сили пружини 15 відбувається шляхом крутного моменту електромагнітного двигуна 1, який забезпечує повернення заслінки 2 у вихідне положення. Це призводить до зменшення люзу із соплом 3. Зі зменшенням рівня тиску у соплі 3 відбувається зростання тиску на золотник 5. Запропонована конструкція, у разі повернення золотника 5 у вихідне положення, забезпечує блокування сидла 7, яке регулює

підведення повітря у привод 10. Під час зупинки приводу 10 система керування повертається у вихідне положення.

Під час збільшення вхідного електричного сигналу 4—20 мА, заслінка 2 здійснює вплив на сопло 3. Зазор між соплом 3 та заслінкою 2 збільшується. В результаті виникає тиск на золотник 5 і починається його рух вперед, що забезпечує скидання стисненого повітря у привод 10.

Як тільки тиск у робочій камері приводу починає збільшуватись, вал (шток) приводу 12 починає рух, відбувається тиск на кулачок 14, який забезпечує натяг пружини 15.

Сила пружини 15 компенсується шляхом крутного моменту електромагнітного двигуна 1, що надалі забезпечує повернення заслінки 2 у вихідне положення і призводить до зменшення зазору із соплом 3. Як тільки рівень тиску в соплі 3 зменшується, рівень тиску на золотник 5 знову зростає. У випадку повернення золотника 5 у вихідне положення блокується сідло 7, яке перекриває підведення повітря у привод 10. Як тільки зупиняється привод 10, система керування повертається у вихідне положення.

На рис. 2, показано досліджуваний позиційний електропневматичний привод, який почергово було змонтовано з дисковою міжфланцевою заслінкою та кульовим краном.

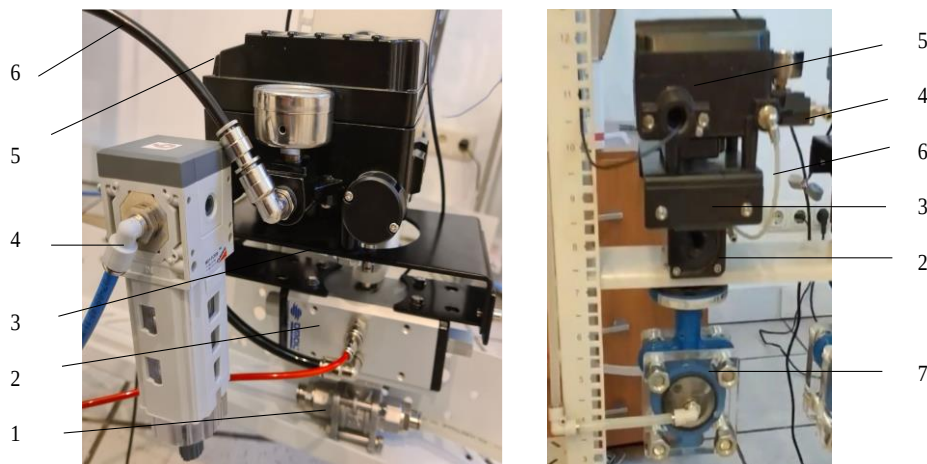


Рис. 2. Загальний вид експериментального зразка ЗРП з позиційним приводом:

а) керування кульовим краном; б) керування дисковою заслінкою; 1 — кульовий кран; 2 — поворотний привод пневматичний; 3 — фланець монтажний; 4 — трубопровід підведення повітря з системою підготовки повітря; 5 — позиційний модуль керування; 6 — трубопровід відведення повітря у пневмопривод; 7 — дискова заслінка міжфланцева

Контрольно-вимірювальним цифровим комплексом знімалися показники зміни тиску і витратних характеристик ЗРП у режимі реального часу. Під час проведення експерименту визначені витратні характеристики для різних режимів керування приводом і різних робочих середовищ. Отримані результати досліджень було застосовано та перевірено при впровадженні запірно-регулювальних пристроїв із позиційними електропневматичними приводами на виробництві. Опис рівняння руху керуючої заслінки для запірного клапана:

$$m_{dr} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{fid} \cdot i_{dr}(t) - b_{vdr} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{dr} \cdot h(t), \quad (1)$$

m_{dr} — маса керуючої заслінки для дроселя, кг; K_{fid} — коефіцієнт сили струму в електричного ланцюга для електромеханічного перетворювача, Н/А; b_{vdr} — коефіцієнт в'язкого тертя в дроселях, Н·с/м; c_{dr} — коефіцієнт жорсткості пружини в дроселях, Н/м.

Опис рівняння руху золотника клапана під час постійного перепаду тиску:

$$m_K \cdot \frac{d^2 x_K(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{VK} \cdot \frac{dx_K(t)}{dt} - c_K \cdot x_K(t), \quad (2)$$

m_K — маса золотника клапану для постійного перепаду тиску, кг; A_1 — площа для торцевої поверхні клапану постійного перепаду тиску, м²; $x_K(t)$ — залежність переміщення золотника клапана для постійного перепаду тиску від часу, м; p_3 — залежність тиску на виході з дроселів від часу, Па; c_K — коефіцієнт для жорсткості пружини у клапані постійного перепаду тиску, Н/м; b_{VK} — коефіцієнт в'язкого тертя золотника у клапані для постійного перепаду тиску, Н·с/м.

Опис рівняння балансу витрат повітря крізь регулятор втрат позиціонера:

$$\begin{aligned} \mu_K \cdot b_K \cdot x_K(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_0}} - \mu_{dr} \cdot b_{dr} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3(t))}{\rho_0}} = \dots \\ \dots = \frac{V_{K1}}{2E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_K(t)}{dt}, \end{aligned} \quad (3)$$

μ_K — коефіцієнт витрати для дроселювальної щілини клапану постійного перепаду тиску; E — приведений модуль об'ємної пружності для робочої рідини, Па. μ_{dr} — коефіцієнти витрат для дроселя; b_K — ширина щілини золотника клапану для постійного перепаду тиску, м; V_{K1} — об'єм верхньої порожнини для клапану постійного перепаду тиску, м³; b_{dr} — ширина зазору дроселя, м; V_{K2} — об'єм робочої нижньої порожнини для клапана постійного перепаду тиску, м³.

Запірний пристрій налаштовано керуючим і збурювальним впливами, від яких відбуваються зміни стану системи в часі. У реальних умовах впливи на систему запірного пристрою інколи бувають випадковими, і це викликає у системі випадкові і стохастичні (відповідно, невизначені) процеси. Результати випробувань на Линовицькому цукровому заводі узагальнено на рис. 3. Описана характеристика змін під час процесу підтримання рівня соку між першим і другим корпусами випарної станції, після впровадження ЗРП з позиційними електропневматичними системами керування дискової заслінки DN. Доведено, що під час регулювання зміни кута повороту диска корегуються рівні соку в корпусах із контролем відхилень у межах заданих значень. За результатами роботи отримано такі показники: відхилення рівня соку в першому корпусі не перевищує 0,21% від встановленого значення, відхилення рівня соку другого корпусу у межах — 1,45%. Плавність роботи пневматичних приводів можна забезпечити шляхом налаштування системи керування.

Впливи на систему з пневмоприводом у реальному процесі, зазвичай, непередбачувані, тому для дослідження динамічних властивостей системи використовують детерміновані впливи, які можна точно описати математично. Типовими детермінованими впливами є три види: сходячковий, гармонічний та імпульсний.

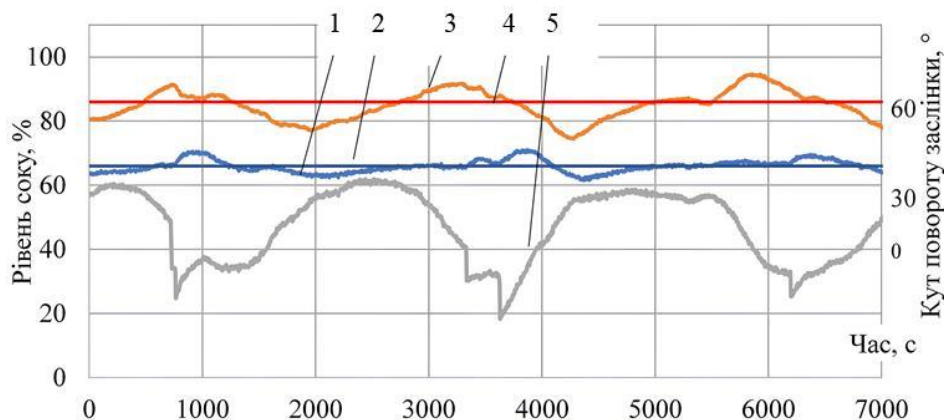


Рис. 3. Результати регулювання рівня соку в першому та другому корпусах випарної станції дисковою заслінкою і позиційним електропневматичним приводом:

а) діаграма контролю рівня соку в першому та другому корпусах і кута повороту дискової заслінки: 1 — рівень у корпусі 1; 2 — завдання 1; 3 — рівень у корпусі 2; 4 — завдання 2; 5 — кут повороту дискової заслінки

На технологічній ділянці випарної установки для контролю рівня в першому та другому корпусах було встановлено запірно-регульовальний пристрій (ЗРП) дискової заслінки. Для дослідження динамічних характеристик системи під час гармонічного впливу було застосовано метод частотного аналізу. Цей метод дає змогу ефективно вирішувати завдання стійкості системи та досліджувати вплив різних чинників на динамічні характеристики окремих елементів та системи в цілому

Висновки

Була розроблена й експериментально перевірена конструкція експериментального стенда для дослідження ефективності системи управління позиційним приводом запірної арматури. Конструкція стенда дає змогу змінювати закони руху вихідної ланки (диска, кулі, клапана). Це дає змогу досліджувати кінематичні та динамічні характеристики запірних пристроїв в умовах змінної продуктивності для технологічної ділянки.

На стенді програмно встановлені та експериментально досліджені режими роботи дискової заслінки та кульового крана. Розроблена математична модель керування запірними пристроями на прикладі дискової поворотної заслінки. Модель проаналізована з урахуванням окремих етапів і прийнятих допущень. Також розроблена схема позиційної пневматичної підсистеми регулювання витратних характеристик трубопроводів із ньютонівською рідиною. Проведені експериментальні дослідження позиційних модулів керування елементами запірних пристроїв. Обґрунтовано робочий сигнал керування дисковою заслінкою за допомогою

пневматичного позиціонера з послідовним асинхронним інтерфейсом для передачі інформації у старт-стопному режимі 4—20 мА постійним струмом. Описано зміщений робочий діапазон керуючого сигналу: найменше значення сигналу 0 відповідало струму 4 мА, найбільше — 20 мА. Діапазон допустимих значень займав 16 мА. Нульове значення струму в ланцюзі діагностувало аварійну ситуацію переривання керуючого сигналу до запірної пристрою. За результатом математико-статистичної обробки похибка вимірювання середньоквадратичних значень для рівнів витрат складає $\pm 7,01\%$ із довірчою ймовірністю 0,95. Опрацьовані результати підтвердили ефективність корегування витрат робочого середовища за заданими характеристиками за умови використання позиційного пневмоприводу. Отриманні результати повністю задовольняють вимоги технологічного регламенту керованої запірної арматури.

Література

- Сорокін, А. І. (2009) Оборотні системи охолоджувального водопостачання в бурякоцукровому виробництві та сучасні технології обробки оборотних вод: Київ, ІПДО НУХТ.
- Alimonti, C. (2019) Experimental characterization of globe and gate valves in vertical gas-liquid flows. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 54, 259—266. doi:<https://doi.org/http://www.doi.org/10.1016/j.exptthermflusci.2014.01.001>.
- Aoshima, N. (2018) Measurement of nonlinear vibration by signal compression method. *Journal of the Acoustical Society of America*, 76(3), 794—801. doi: <http://www.doi.org/10.1121/1.391303>.
- Bindu, S. S., Archana, B. S. (2017) Experimental and Computational Investigations on two phase flow through cryogenic ball valve using liquid nitrogen. *Int. J. Sci. Eng. Res*, 8(7), 1656—1662. doi:<https://doi.org/10.1088/1742-6596/2070/1/012197>.
- Dorsatwar, Harshal Rajesh, Kad, D. P. (2023) A review on design and analysis of industrial ball valve using computational fluid dynamics. *International Journal of Innovations in Engineering and Science*, 8 (2), 26—28.
- Gavva, O. (2023) Architecture of hybrid mechatronic dosing and packing module of packaging machine based on qualitative analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(2(124)), 70—79. doi:<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286615>.
- Jablonski, J. and Helfer, W. (2019) Using ball valves in high-temperature applications. *Hydrocarbon Processing*, 20, 252—264. Взято з: <http://surl.li/norgm>.
- Kim, C. K., Lee, S. M., (2019) Performance analysis of a ball valve used for gas pipelines by introducing nondimensional parameters. *Adv. Mech. Eng.*, 11(1), 1—10. doi: <https://doi.org/10.1177/1687814018823350>.
- Rangappa, Ravichandra (2021) Computational design optimization of industrial single piece. *Journal of Physics: Conference Series* 2070, 2—13. doi: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2070/1/012197>.
- Sun, X., Kim, H. (2017) Numerical investigation of the effect of surface roughness on the flow coefficient of an eccentric butterfly valve. *J Mech Sci Technol*, 31(6), 2839—2848. doi:<https://doi.org/10.1007/s12206-017-0527-0>.
- Volodin, S. Myronchuk, V. (2020) Practical aspects of modeling hydrodynamic characteristics in the system of pipeline valves. *Научни трудове на Русенския университет*, 59(10.2), 84—88.
- Wanga, L., Liub, X. (2019) Improved disturbance observer based control for airborne photoelectric stabilized platform. *International Journal for Light and Electron Optics*, 188, 133—136. doi: <http://www.doi.org/10.1016/j.ijleo.2019.05.041>
- Zhou X., Wang (2017) A simple method for high-precision evaluation of valve flow coefficient by computational fluid dynamic simulation. *Adv Mech Eng*, 9 (7), 1—7. doi:<https://doi.org/10.1177/1687814017713702>