

## АНАЛІЗ ТА ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ РІВНЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРУБОПРОВІДНОЇ АРМАТУРИ В СИСТЕМАХ З ПОЗИЦІЙНИМИ ПРИВОДАМИ

**Вступ.** Сьогодні харчова промисловість вимагає використання ефективних технічно і економічно обгрунтованих рішень при виборі устаткування. Одним з етапів проектування харчових виробництв є правильно підібрана і скомпонована система технологічних комунікацій. Для трубопровідної системи вибір арматури повинен робитися на основі ретельно підготовлених і чітко поставлених технічних умов, що визначають необхідні параметри технологічного процесу.

Вирішення цієї проблеми тісно пов'язане з обгрутованим вибором видів технологічного устаткування, широкою автоматизацією технологічних процесів, впровадженням нових технічних рішень, використанням необхідних засобів контролю для реалізації завдань комплексної механізації технологічних операцій. Проведено аналіз роботи трубопровідної арматури на базі електропневматичних опозиціонерів "Камоці" з реалізацією зворотного зв'язку за допомогою безконтактних пропорційних датчиків положення із струмовим виходом.

**Основна частина.** Арматура повинна мати герметичність, тобто не повинна пропускати робоче середовище в навколишню атмосферу і в закритому положенні не повинна пропускати середовище з однієї відокремленої нею ділянки трубопроводу в іншу. При виборі типу трубопровідної арматури, передусім мають бути встановлені умови роботи конструкції в трубопровідній системі і її допустимий гідравлічний опір.

Можна виділити два найбільш характерних випадки для процесів цукрового виробництва: 1) коли конструкція запорно-регулюючої арматури встановлюється на магістральній лінії з великою витратою середовища, необхідно мати арматуру з малим гідравлічним опором щоб уникнути великих енергетичних витрат на транспортування середовища, особливо рідкого; 2) в тупікових позиціях, з метою відбору проб, скидання або зливу робочого середовища, конденсату і т. д. цілком допустимо застосовувати вентилі, що мають значно більший гідравлічний опір.

Енергетичні витрати  $\Delta N$  (кВт) на компенсацію перепаду тисків, що створюється гідравлічним опором арматури, виражаються формулою:

$$\Delta N = \frac{\Delta P \cdot F_y \cdot v}{102} \quad (1)$$

де  $\Delta P$  — перепад тисків, Па;  $F_y$  - площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>;  $v$  - швидкість робочого середовища, м/с<sup>2</sup>

$$\Delta P = \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g10} \quad (2)$$

де  $\zeta$  - коефіцієнт місцевого опору;  $\gamma$  — щільність середовища, кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> — прискорення сили тяжіння. Підставляючи значення  $\Delta P$  у формулу (1) отримаємо:

$$\Delta N = \frac{\gamma \cdot F_y \cdot v^3 \zeta}{2040 \cdot g} \quad (3)$$

Таким чином, енергетичні витрати на подолання місцевого гідравлічного опору, що створюється арматурою, пропорційні кубу швидкості середовища, квадрату діаметру проходу  $D_u$ , коефіцієнту гідравлічного опору і щільності середовища. Звідси витікає, що найбільші енергетичні втрати будуть в магістральних або технологічних трубопроводах, в яких рідини переміщуються з великою швидкістю. У цих умовах в якості запорно-регулюючої арматури необхідно використовувати засувки або крани, що мають малі значення витрат [3]. Для вирішення питань, пов'язаних з управлінням запорно-регулюючої арматурою (вибір силової (пневматичної) частини приводу, системи управління і т. д.), необхідно знати її технічну характеристику, тобто зусилля і моменти, що діють при її закритті і відкритті. При закритті елемента запорно-регулюючої арматури, з поданням середовища, необхідно до робочої ведучої ланки прикласти крутний момент, величину якого можна описати формулою (4). Це необхідно ще і тому, що регулюючі клапани, які найчастіше застосовуються, не можуть забезпечити герметичне перекриття без правильно підібраних характеристик приводу. В окремих випадках, коли за умовами роботи потрібно герметично перекрити сідло, мають бути використані одиносідельні клапани, незважаючи на властивий їм недолік - неурівноваженість плунжера. Сумарний момент на провідній ланці можна описати так:

$$M = M_o + M_c + M_{ш} \quad (4)$$

де  $M_o$  - момент в зубчастому механізмі;  $M_c$  - момент тертя у сальнику;  $M_{ш}$  - момент тертя у

п'яті: 
$$M_o = Q_o \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho); \quad (5)$$

$$M_c = T \frac{d_{cp}}{2} \cos \alpha; \quad (6)$$

$$M_{ш} = 1,132 Q_o \sqrt[3]{\frac{2 Q_o R_{\Gamma}}{E}}; \quad (7)$$

де  $d_{cp}$  - середній діаметр різьби шпинделя (м),  $\alpha$  - кут підйому в градусах гвинтової лінії ходового різьблення на шпинделі (град);  $\rho$  - кут тертя в градусах в різьбі шпинделя ( $\operatorname{tg} \rho = \mu$ );  $\mu = 0,15..0,25$  - коефіцієнт тертя в різьбі;  $R_{\Gamma}$  - радіус кулькової головки шпинделя (м);  $E$  - модуль пружності (Па);  $Q_o = Q_{cp} + Q_y + T \sin \alpha$  - зусилля вздовж шпинделя (Н);  $Q_{cp} = 0,785 D^2_{kp}$  - зусилля від тиску робочого середовища на золотник(Н);  $Q_y = \pi D_k b q_y$  - зусилля, необхідне для герметизації затвора;  $T = \psi d_{csp}$  - сила тертя у сальнику (Н);  $D_k$  - середній діаметр ущільнюючих кілець (м);  $b$  - ширина ущільнюючих кілець (м);  $p$  - робочий тиск середовища в (Па) [2,3]. При обчисленні кінематичних і динамічних характеристик регулюючої системи, можна переходити до етапу розробки раціональної системи керування.

Метою проведених експериментальних досліджень, - було знаходження параметрів оптимального управління процесом роботи запорно-регулюючої арматури (регулюючого клапана [4] - PN 63-100 ANSI 600) трубопровідної арматури з використанням (в якості приводу) електropневмопозиціонера серії SL (Камоцці). Така технічна система дозволить враховувати вимоги по якості керування рухом продукту в трубопровідній системі, враховувати специфіку технологічного процесу і робочого середовища, і дотримуватись параметрів оптимального керування.

Регулюючий клапан в системі автоматичного регулювання є виконавчим обладнанням рис.1.

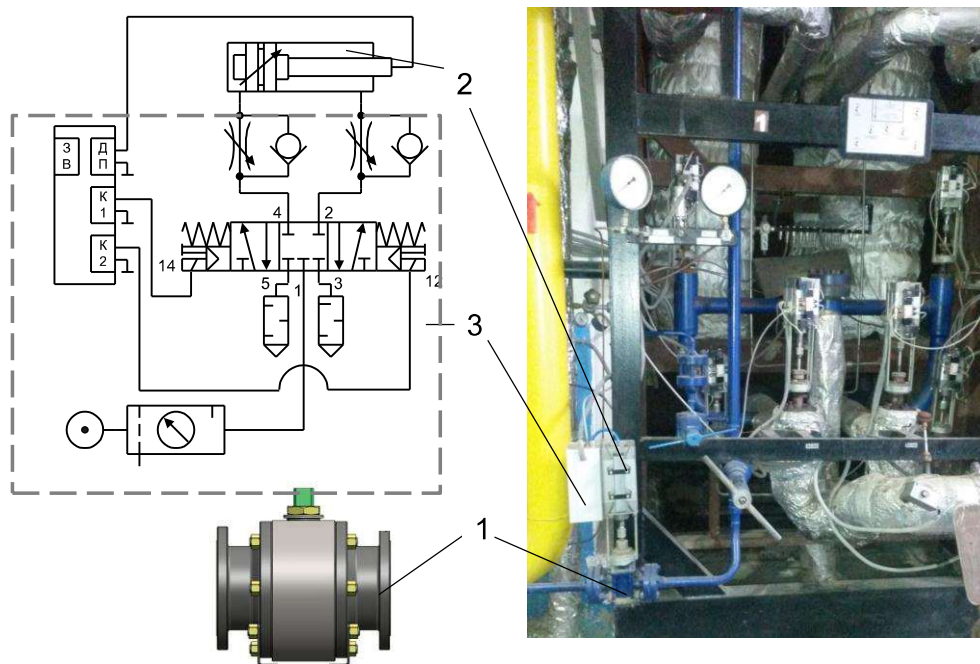


Рисунок 1 – Загальний вигляд електропневматичного приводу, встановленого на регулюючий клапан продуктопроводу: 1-виконавчий механізм; 2 - регулюючий орган (силовий пневмопривод - циліндр двосторонньої дії); 3 - командний модуль

Система приводу дозволяє переміщати механічний об'єкт керування за бажаним законом у функції від часу. Залежно від структури привід може реалізовувати позиційні і слідкуючі режими роботи. Завдання позиціонера, тобто приводу, працюючого в позиційному режимі, - перемістити і утримувати в необхідній позиції об'єкт із заданою статичною точністю. Технічна система позиціонера серії SL побудована за принципом зворотного зв'язку, тобто управління по відхиленню. Проведені дослідження електропневматичного приводу SL.



Рисунок 2 – Графічна інформація про положення вихідного елемента виконавчого механізму (затвора регулюючого органу). Похибка позиціонування:  $|\delta_{\text{п}}| \leq 1 \text{ мм}$ , перерегулювання:  $\sigma_i \leq 7 \%$

В якості елемента головного зворотного зв'язку використано датчик положення з електричним вихідним аналоговим сигналом, який реагує на рухи поршня, із встановленим в ньому магнітним кільцем. Аналіз роботи трубопровідної арматури з електропневматичними позиціонерами "Камоцци" показав можливість реалізації зворотного зв'язку за допомогою безконтактних пропорційних датчиків положення із струмовим виходом. Ці приводи здійснюють пропорційне управління положенням кульових кранів, дискових затворів, донних пробок і інших запорно-регулюючих елементів, які використовуються на різних технологічних ділянках цукрових підприємств для регулювання рівня продукту, витрати води, повітря, хімічних реагентів. Датчик положення дає інформацію про положення вихідного елемента виконавчого механізму або затвора регулюючого органу (рис.2). Дослідження процесів роботи слідкуючого приводу серії SL на базі циліндра з діаметром поршня 100 мм за умови ходу 220 мм - показали наступні характеристики режиму відробітку ступінчастих дій (70 мм, 200 мм, 130 мм, 50 мм) для регулювання витратних характеристик трубопроводу. Режим відпрацювання синусоїдального сигналу управління : початкова координата - 160 мм, амплітуда дії - 100 мм, частота дії - 0,7 рад/с.

**Висновок.** Експлуатаційні властивості виконавчих пристроїв (регулюючих хлипаків) значною мірою визначають основні характеристики: гідравлічні, силові і конструктивні для приводу в цілому. Враховуючи характеристики виконавчих пристроїв, такі як: пропускна спроможність  $K_v$  (визначається об'ємною витратою середовища в  $(\text{м}^3/\text{ч})$ ), щільність замикавання (поступово змінювана органом регулювання при перепаді тиску на приводі в 0,1 Мпа – можна розраховувати поточне значення пропускної спроможності при заданій величині ходу робочої ланки (штока пневмоциліндра) у відсотках.

У реальних умовах експлуатації трубопровідних систем перепад тисків на регулюючому клапані не залишається постійним, а змінюється залежно від гідравлічних характеристик насосної установки, складових елементів трубопровідної системи, витрат середовища, властивостей робочого середовища, його в'язкості, гідравлічного режиму руху, здатності скипання у зв'язку з пониженням тиску і інших чинників.

Пропускна характеристика має бути обрана так, щоб в експлуатаційних умовах створювалася необхідна витратна характеристика. Таким чином, використання приводу позиціонера серії SL дає можливість управління пропускною характеристикою з урахуванням ходу і тиску в пневмосистемі.

### Література

1. Технічні інформаційні ресурси. [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Електронні дані. – Київ :CAMOZZI. - Режим доступу до каталогу.: <http://catalog.camozzi.ua> — Назва з екрану.
2. А.И.Гошко Арматура трубопроводная целевого назначения/ Москва.- Машиностроение.- 2003.- 280с.
3. Чорний О.П. Моделирование электромеханических систем / О.П.Чорний, А.В. Луговой и др. - Кременчук, 2001.- 410 с.
4. Научно-информационный журнал "В мире науки" — 2015. - Режим доступу до журн.: <http://www.sciam.ru/> — Назва з екрану.