

АВТОМАТИЧНЕ УПРАВЛІННЯ ГІДРАВЛІЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ СИСТЕМИ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Федюн Р.В., Попов В.О., Бунєєв В.О.

Донецький національний технічний університет, м.Донецьк
кафедра автоматики та телекомунікацій

E-mail: frv76@list.ru, foldor@mail.ru

Abstract

Fedyun R.V., Popov V.A., Buneev V.A. Automatic control of a hydraulic parameters for the system. The problems of control and management of existing water stations are analyzed. The frequency regulation method of electric drives and its priorities are considered. A possible system of control and management for water station with substantiation of its properties and options is proposed.

Загальна постановка проблеми. Задачею водопровідного вузла є подача визначеної кількості води із центрального трубопроводу в місцеву водогінну мережу із заданим тиском і з умовою відсутності перебоїв у постачанні води в години максимуму її споживання.

Водопровідні вузли являють собою досить великі комплекси, що викликає труднощі при управлінні окремими його частинами. Крім того, старі водопровідні вузли практично не мають засобів автоматики, управління відбувається в ручному режимі, що не може не позначитися на його якості. Таке управління є енергоємним, і для зменшення енергетичних витрат необхідно застосовувати системи автоматичного управління гідравлічними параметрами системи водопостачання. Автоматичне управління водопровідним вузлом дозволяє поліпшити й упорядкувати експлуатацію, як окремих його елементів, так і всієї системи в цілому, значно скоротити чисельність обслуговуючого персоналу, істотно знизити експлуатаційні витрати й збільшити якість надаваних послуг. У цей час широке поширення набуває застосування частотних регуляторів в управлінні електродвигунами різних механізмів через можливість одержання плавних розгінних характеристик двигунів і економічності даного способу управління електроприводами.

Постановка задач дослідження. Для побудови системи автоматичного регулювання необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз технологічної схеми об'єкта управління, визначити керовані змінні, а також керуючі впливи й впливи, що обурюють;
- проаналізувати можливості, особливості й недоліки існуючої системи управління;
- розробити модель об'єкта управління;
- виконати моделювання динамічних процесів в об'єкті управління й на підставі отриманих результатів виробити вимоги до системи управління об'єктами даного класу;
- виконати синтез САУ гідравлічними параметрами водопровідного вузла;
- на підставі результатів моделювання динамічних процесів у замкнутій САУ виробити рекомендації з управління об'єктами даного класу.

Рішення задач і результати досліджень. Відповідно до технологічної схеми (рис.1), вода у водовузол надходить по приходному водоводу. Забірна труба обладнана засувкою, що регулює витрату води водовузлом. Далі вода надходить у резервуари чистої води (РЧВ). Необхідність їх використання пов'язана з тим, що в години максимуму споживання води перевищує об'єми, які можна взяти безпосередньо із приходного водоводу, тому, робляться запаси води, які будуть використовуватися у випадку перевищення витрати води над її приходом у водовузол. Під час наповнення резервуарів засувка на приході у водовузол

відкривається на таку величину, щоб забезпечити оптимальний час повного наповнення резервуарів до моменту їхнього наступного використання. Якщо рівень води виявляється менше критичної оцінки, то в насосах виникає кавітація, що може привести до їхнього виходу з ладу. При переповненні резервуарів виникне перелив, і як наслідок - зайва витрата води. Тому при управлінні засувкою на приході води у водовузлу необхідно враховувати витрату на ній, витрату на вихідних водоводах, час доби для оптимального часу наповнення РЧВ. Після резервуарів вода йде безпосередньо до насосної станції, що забезпечує необхідний тиск, після якої надходить у загальний водовод, звідки безпосередньо у водоводи, які йдуть до місця призначення. Ці водоводи мають різні необхідні тиски, крім того, кожний водовод оснащений засувкою, управління якою дозволяє регулювати тиск у ньому. Найпростішим варіантом забезпечення необхідних тисків є підтримка за допомогою насосів максимального тиску із всіх можливих на якомусь з водоводів, а тиск на інших коректувати за допомогою засувок.

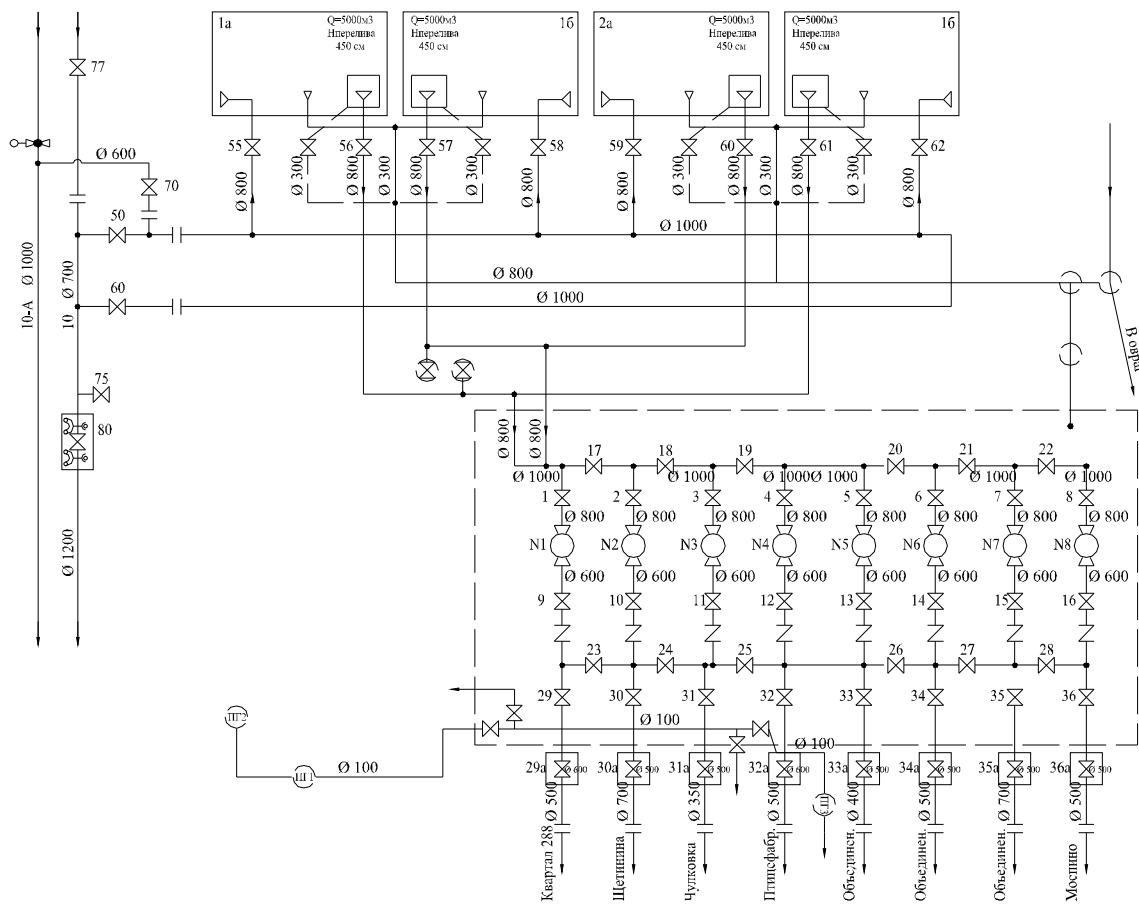


Рисунок 1 – Технологічна схема водопровідного вузла

На підставі вищесказаного можна визначити основні технологічні параметри водовузла, які необхідно контролювати і які відповідно є керованими - це витрата на засувці прихідного водоводу й тиску на вихідних водоводах вузла.

Розглянутий водопровідний вузол не має ніяких систем автоматичного управління. Управління насосними установками й засувкою здійснюється вручну оператором. Для зміни положення вхідної засувки оператор подає напругу з постійною частотою на електродвигун засувки, і по досягненню показань датчика необхідного значення відключає його. При цьому можливі ситуації, коли засувка не буде в необхідному положенні, тоді доводиться доустановлювати її положення, що може зажадати її почергове відкриття-закриття, тобто перехідний процес носить коливальний характер, що негативно позначається на стані

обладнання. Також у випадку такого управління виникають великі пускові струми, що сильно зношує електродвигун і значно скорочує термін його служби.

Управління електродвигунами насосів провадиться ручною зміною частоти живлячої напруги. Причому також можлива ситуація, коли не вдається з першого разу установити необхідну частоту напруги живлення двигуна для досягнення необхідного тиску, при підстроюванні буде відбуватися із двигуна, тобто отримаємо коливальний перехідний процес у водоводі.

Оптимальним для всіх пристроїв вузла буде аперіодичний перехідний процес без перерегулювання. Для засувки це буде особливо вдалим через те, що в них є присутнім люфт, що виявляється при зміні напрямку обертання ротора двигуна. Управління можна реалізувати за допомогою частотних перетворювачів, тобто здійснювати частотне регулювання, що забезпечує адекватну зміну швидкості обертання ротора, а амплітуда живлячої напруги при фіксованому значенні частоти обумовлює величину максимального моменту, що розвиває на валу двигуна.

Таким чином, управління засувкою буде зводитися до подачі на електродвигун на визначений час уставки напруги визначеної частоти, що розраховується мікроконтролером і залежить від витрати на вхідному та вихідних водоводах, наповненості РЧВ.

САУ насосною установкою можна побудувати по аналогічному принципу, але в цьому випадку уставка тиску буде задаватися оператором. Сигнал з датчика тиску буде використовуватися як зворотний зв'язок, і формувати сигнал неузгодженості. Сучасні частотні перетворювачі мають убудовані регулятори, наприклад ПД. Тому одним з варіантів є використання цього убудованого регулятора, у цьому випадку сигнал з датчика буде заводитися на вхід елемента порівняння перетворювача частоти.

Застосування частотно-регульованого приводу дає можливість варіювати в широких межах і підтримувати з високою точністю швидкість обертання двигуна й, отже, пов'язаного з ним технологічного обладнання. При цьому частотний перетворювач дозволяє плавно розігнати двигун до заданої швидкості й так само плавно зупинити, причому швидкості розгону й гальмування можна істотно змінювати. Плавний пуск дозволяє уникнути ударних механічних навантажень на сам двигун і обладнання, а також виключає кидок пускового струму, що перевищує номінальний в 5-7 разів. Також, електродвигуни з відцентровими механізмами на валу не споживають із живильної мережі додаткову потужність, що витрачає на створення надлишкового тиску перед різними дросельними заслінками й на подолання їхнього опору. У момент пуску електропривода, відсутні динамічні навантаження на приводні механізми й гідравлічні удари в трубопроводах, тому що введення в роботу здійснюється плавно, практично з нульової швидкості й із заданою інтенсивністю збільшується до номінального режиму роботи.

Розглянемо особливості насосної установки як об'єкта автоматичного управління й складемо її математичну модель. Насосна установка складається із приводного електродвигуна D і відцентрового насоса H (рис. 2). На її вхід подається керуючий вплив – частота живлячої напруги f . Виходом насосної установки є тиск води в магістралі $P=P_2$.

Режим роботи насосної установки визначається двома основними параметрами – тиском P і подачею Q . При зміні частоти обертання вала насоса відповідним чином буде змінюватися напірна характеристика насоса, робоча точка насосної установки, а значить і параметри P і Q (рис. 2, б). Напірні характеристики насоса при зміні частоти від n_1 до n_2 забезпечують зміну параметрів робочого режиму від (Q_1, P_1) до (Q_2, P_2) . Точки 1, 2, 3 лежать на напірній характеристиці зовнішньої мережі P_C і визначають робочі режими водовідливної установки при зміні частоти обертання $n_2 > n > n_1$.

З урахуванням обраного способу управління (зміною частоти живлячої напруги) електродвигун можна представити як аперіодична ланка 1-го порядку [1] з передатною функцією [2]:

$$W_D(p) = \frac{K_D}{T_D p + 1} \tag{1}$$

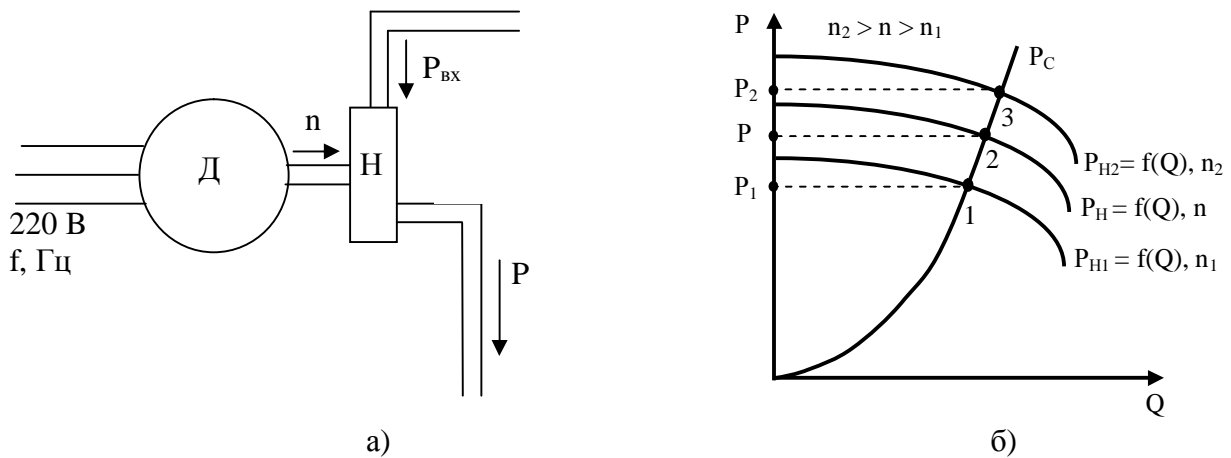


Рисунок 2 - Насос водовузла як об’єкт автоматичного управління

Визначення передатної функції магістралі є дуже важкою для виконання задачею, і в кожному конкретному випадку залежить від кількості розгалужень магістралі, довжини ділянок, їх нахилу, витрати на них і т.п. Вода під тиском, створюваним насосом, у якійсь з ділянок магістралі може відбиватися або від самих труб (у випадку їхнього вигину), або від води, що рухається з меншою швидкістю чи у зворотному напрямку. У такому випадку магістраль може стати коливальною системою, яку можна представити приблизно аперіодичною ланкою 2-го порядку із запізнюванням [3]. Її передатна функція має наступний вигляд:

$$W_M(p) = \frac{K_M}{T_{M1} p^2 + T_{M2} p + 1} e^{-p\tau_0} \tag{2}$$

Так як коливальні процеси внаслідок великої інерційності дуже слабо виражені, то можливо понизити порядок передатної функції [4]:

$$W_M(p) = \frac{K_M}{T_{M1} p + 1} e^{-p\tau_0} \tag{3}$$

Тоді передатна функція об’єкту управління буде наступною:

$$\begin{aligned} W_{OV}(p) &= W_D(p) \cdot W_M(p) = \frac{K_D}{T_D p + 1} \cdot \frac{K_M}{T_{M1} p + 1} e^{-p\tau_0} = \\ &= \frac{K_{OV}}{T_{M1} T_D p^2 + (T_{M1} + T_D) p + 1} e^{-p\tau_0} = \frac{K_{OV}}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1} e^{-p\tau_0} \end{aligned} \tag{4}$$

Визначимо закон регулювання, для цього зобразимо структурну схему системи стабілізації тиску (рис.3).

$$W_{CT}(p) = \frac{y(p)}{f(p)} = 1 - e^{-p\tau_0} = \frac{1}{1 + W_{OV}(p) \cdot W_P(p)} \tag{5}$$

де τ_0 – запізнювання в об’єкті управління; $\varepsilon(p)$ – сигнал неузгодженості; $U(p)$ – сигнал управління; $f(p)$ – вплив, що збурює.

З (5) виразимо $W_P(p)$, отримаємо:

$$W_p(p) = \frac{e^{-p\tau_0}}{W_{OY}(p)(1 - e^{-p\tau_0})}. \tag{6}$$

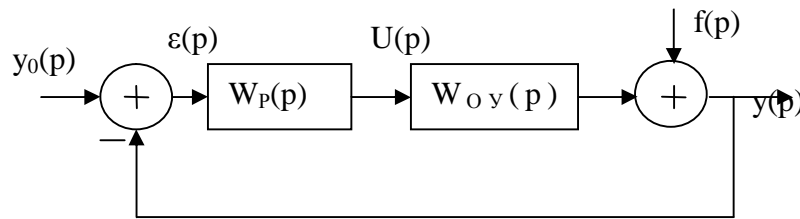


Рисунок 3 - Структурна схема системи стабілізації

Так як об’єкт управління являє собою інерційну ланку з постійною часу порядку кількох хвилин, то для таких об’єктів можна записати:

$$1 - e^{-p\tau_0} \approx p\tau_0. \tag{7}$$

Тоді отримаємо:

$$W_p(p) = \frac{e^{-p\tau_0}}{W_{OY}(p)p\tau_0} = \frac{e^{-p\tau_0}(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1)}{p\tau_0 K_{OY} \cdot e^{-p\tau_0}} = \frac{T_2}{K_{OY}\tau_0} \left(\frac{T_1^2}{T_2} p + \frac{1}{T_2 p} + 1 \right). \tag{8}$$

$$W_p(p) = K_p \left(T_d p + \frac{1}{T_u p} + 1 \right). \tag{9}$$

де T_d – постійна диференціювання; T_u – постійна інтегрування; K_p – коефіцієнт передачі.

Розглянемо засувку як об’єкт автоматичного управління. На її вхід подається керуючий вплив - частота живлячої напруги. Виходом є площа перетину трубопроводу, що подає, але так як різниця витрат на виході засувки й на вході пропорційна числу обертів ротора (фактично - частоті обертання ротора й часу його обертання), будемо вважати виходом об’єкта - витрату води в магістралі.

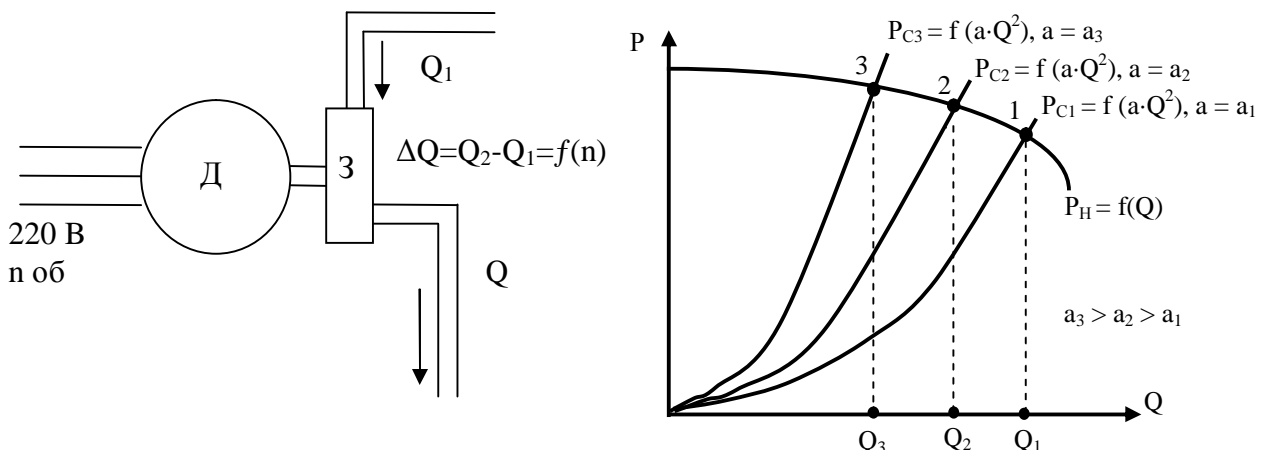


Рисунок 4 - Засувка водовузла як об’єкт автоматичного управління

Закриваючи або відкриваючи керовану засувку, ми міняємо опір мережі $a \cdot Q^2$ (рис. 4), внаслідок чого змінюється напірна характеристика трубопроводу. Нахил напірної характеристики мережі P_C визначається опором трубопроводу a . Чим більше прикрита керована засувка, тим більше опір трубопроводу ($a_3 > a_2 > a_1$), і тим крутіше пройде характеристика мережі (рис. 4). Зміна характеристики трубопроводу ($P_{C1} \rightarrow P_{C2} \rightarrow P_{C3}$) приводить до зміни робочого режиму водовідливної установки (рис. 4).

При регулюванні витрати в невеликих межах динамічні властивості засувки можна з достатньою ступінню точності описати аперіодичною ланкою 1-го порядку із запізнюванням через наявність люфту. Її передатна функція буде виглядати так:

$$W_3(p) = \frac{K_3}{T_3 p + 1} e^{-p\tau_3}. \quad (10)$$

Засувка розташована на трубі, що має відносно невелику довжину, причому кінець труби підводиться до РЧВ, і вода вільно падає з неї безпосередньо в резервуари. У цьому випадку маємо безнапірний режим роботи труби, тобто передатна функція магістралі буде залежати тільки від довжини труби, і буде представляти собою ланку запізнювання:

$$W_M(p) = e^{-p\tau_0}. \quad (11)$$

Тоді передатна функція ОУ буде наступною:

$$W_{OY}(p) = W_3(p) \cdot W_M(p) = \frac{K_3}{T_3 p + 1} e^{-p\tau_3} \cdot e^{-p\tau_0} = \frac{K_3}{T_3 p + 1} e^{-p(\tau_3 + \tau_0)} = \frac{K_3}{T_3 p + 1} e^{-p\tau_s}. \quad (12)$$

Визначимо закон регулювання, для чого скористаємося схемою на рисунку 3.

$$W_{CT}(p) = \frac{y(p)}{f(p)} = 1 - e^{-p\tau_s} = \frac{1}{1 + W_{OY}(p) \cdot W_P(p)}. \quad (13)$$

де τ_s – загальне запізнювання управління; $\varepsilon(p)$ – сигнал неузгодженості;

$U(p)$ – сигнал управління; $f(p)$ – вплив, що обурює.

З (13) виразимо $W_P(p)$, отримаємо:

$$W_P(p) = \frac{e^{-p\tau_s}}{W_{OY}(p)(1 - e^{-p\tau_s})}. \quad (14)$$

З урахуванням (7), отримуємо:

$$W_P(p) = \frac{e^{-p\tau_s}}{W_{OY}(p)p\tau_s} = \frac{e^{-p\tau_s}(T_3 p + 1)}{p\tau_s K_3 \cdot e^{-p\tau_s}} = \frac{(T_3 p + 1)}{K_3 p \tau_s}. \quad (15)$$

$$W_P(p) = K_P \left(\frac{1}{T_u p} + 1 \right), \quad (16)$$

де T_{II} – постійна інтегрування; K_P – коефіцієнт передачі.

Варто враховувати, що даний варіант буде відповідати тільки випадку, коли люфт буде себе проявляти. В іншому випадку (рух засувки убік попереднього руху) не буде впливати запізнювання засувки, тобто $\tau_s = \tau_0$.

У відповідності до отриманих передатних функцій складемо моделі САУ з метою одержання й аналізу перехідних процесів. Проблемою є те, що неможливо отримати точні параметри об'єктів управління, тому використовуємо наближені параметри отримані методом експертних оцінок. Для насоса вони складуть: $K_{OY} = 1,25 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_d = 4 \text{ с}$, $T_M = 240 \text{ с}$, $\tau_0 = 7 \text{ с}$. Тоді відповідно до (4) передатна функція об'єкта управління прийме вид:

$$W_{OY}(p) = \frac{1,25}{960 p^2 + 244 p + 1} e^{-4p}. \quad (17)$$

Відповідно до (8) і (9) можна визначити параметри ПД-регулятора: $K_P = 48,8 (1/(\text{м}^3/\text{с}))$, $T_\theta = 3,93 \text{ с}$, $T_u = 224 \text{ с}$. Сама передатна функція регулятора прийме вигляд:

$$W_p(p) = 48,8(3,93p + \frac{1}{224p} + 1). \tag{18}$$

Через те, що ідеальну ланку, що диференціює, у чистому вигляді не можливо фізично реалізувати, представимо її послідовним з'єднанням ідеальної ланки, що диференціює, і аперіодичної ланки першого порядку з постійною часу $\tau = 0,1 \cdot T_0 = 0,4$ с.

При моделюванні САУ з передатною функцією регулятора виду (18) отримуємо згасаючий коливальний процес (рис.5, а), що не є прийнятним. Необхідно шукати інші настроювання. При використанні метода Нікольса-Зіглера отримаємо наступні настроювання регулятора: $k_p = \frac{1,2T_0}{\tau_0 k_0} = 7,44$ 1/м*с, $T_u = 2\tau_0 = 8$ с, $T_0 = 0,5\tau_0 = 2$ с.

У результаті моделювання з такими параметрами отримуємо коливальний перехідний процес із великим показником коливальності й великим часом регулювання. Методом послідовних ітерацій параметрів регулятора вдалося домогтися аперіодичного перехідного процесу (змінився параметр $T_u = 244$ с), і отримати відносно невеликий час регулювання – порядку 60 с (рис. 5,б).

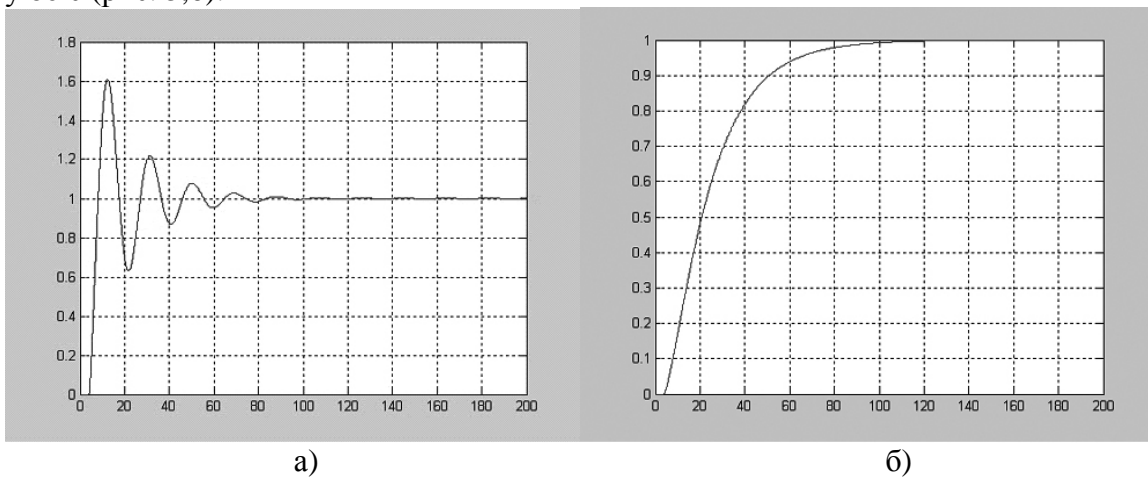


Рисунок 5 – Перехідний процес у системі з ПІД-регулятором з настроюваннями:
 а) визначеними аналітично;
 б) розрахованими по методу Нікольса-Зіглера

Для даного об'єкта через можливу коливальність застосування ПІД-регулятора не є кращим рішенням, тому що диференціальна складова буде реагувати на випадкові короточасні зміни тиску в магістралях, видаючи керуючий вплив, що може ще більше погіршити перехідний процес і, можливо, привести до нестійкості системи. У цьому випадку краще використовувати ПІ-регулятор. Отримаємо його, прибравши диференціальну складову з попереднього ПІД-регулятора. Маємо перехідний процес, представлений на рис. 6.

Аналогічно складемо моделі для засувки й отримаємо її перехідні процеси. Важливим буде досягнути перехідного процесу з часом установаження порядку (8...15) секунд. Крім того, що точно не відомі параметри об'єкта управління, коефіцієнт підсилення є величиною нелінійною. Як правило засувка працює в невеликому діапазоні відхилень, тому нелінійна статична характеристика засувки може бути лінеаризована. Тоді отримаємо наступні параметри об'єкта: $K_{OY} = 150$ м³/об, $T_3 = 1,5$ с, $\tau_0 = 1$ с, $\tau_3 = 5$ с. Відповідно до (10) передатна функція ОУ для різних запізнювань буде мати наступний вигляд:

$$W_{OY}(p) = \frac{150}{1,5p + 1} e^{-\delta p_s}. \tag{19}$$

$$W_{OY}(p) = \frac{150}{1,5p + 1} e^{-p_s}. \tag{20}$$

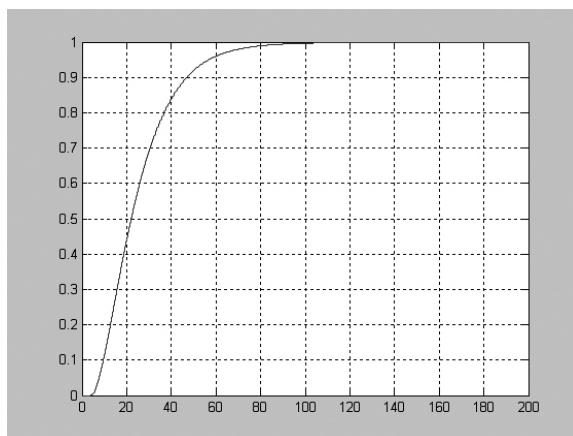


Рисунок 6 – Перехідний процес в системі з ПІ-регулятором

Відповідно до (15) і (16) можна визначити параметри ПІ-регулятора.

У випадку із запізнюванням через люфт маємо: $K_p = 0,0013 \text{ про/м}^3$, $T_u = 0,67 \text{ с}$. Без запізнювання маємо: $K_p = 0,0067 \text{ об/м}^3$, $T_u = 0,67 \text{ с}$. Сама передатна функція регулятора прийме вигляд для першого випадку:

$$W_p(p) = 0,0013 \left(\frac{1}{0,67 p} + 1 \right) \tag{21}$$

Для другого:

$$W_p(p) = 0,0067 \left(\frac{1}{0,67 p} + 1 \right) \tag{22}$$

По графіках (рис. 7) видно, що в першому випадку маємо розбіжний перехідний процес, у другому - згасаючий коливальний з великим показником коливальності. Необхідно скоректувати отримані налаштування регулятора або шукати інші.

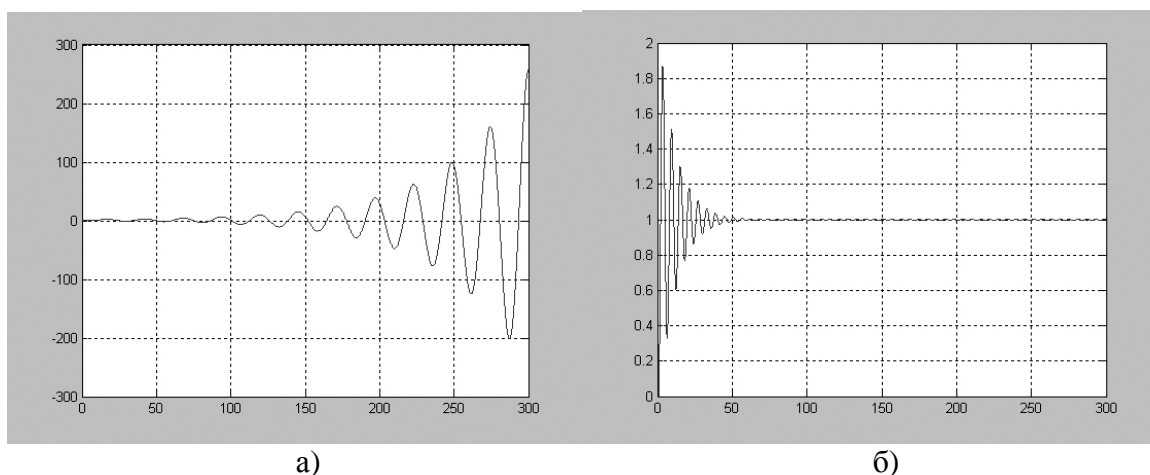


Рисунок 7 – Перехідний процес в системі з ПІ-регулятором з налаштуваннями, що розраховані аналітично
 а) з урахуванням запізнювань люфту й магістралі,
 б) з урахуванням запізнювання магістралі

Відповідно до методу Никольса-Зиглера отримаємо наступні налаштування регулятора: $k_p = \frac{0,9T_0}{\tau_0 k_0} = 0,0015 \text{ об/м}^3$, $T_u = 3\tau_0 = 18 \text{ с}$ для першого випадку, і аналогічно $k_p = 0,009 \text{ об/м}^3$, $T_u = 1 \text{ с}$ для другого. Дані параметри забезпечують занадто великий час

перехідного процесу, тому скорегував одержані параметри, отримаємо $k_p = 0.0015$ об/м³, $T_u = 2.55$ с і $k_p = 0.0047$ об/м³, $T_u = 2.1$ с. Перехідні процеси наведені на рис.8.

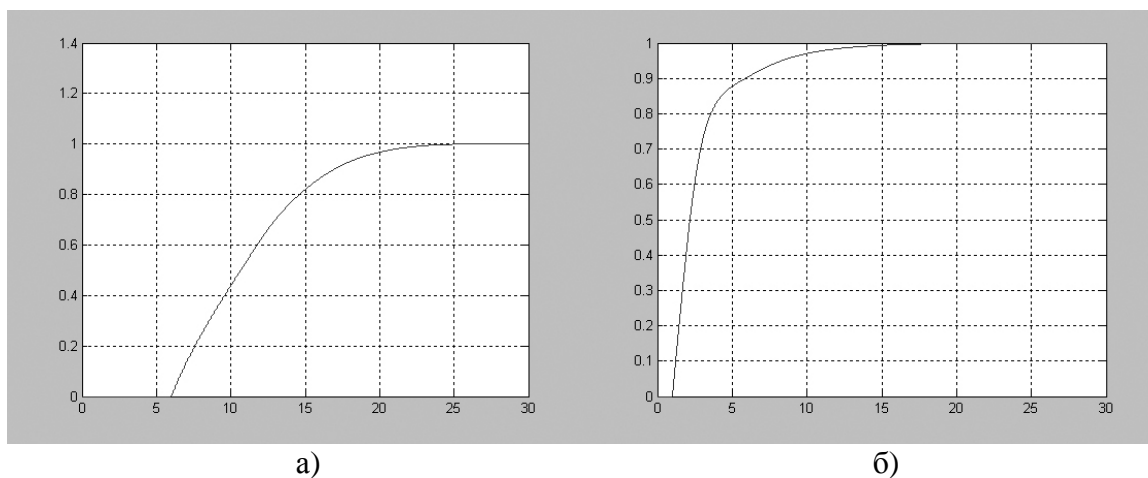


Рисунок 8 - Перехідний процес у системі з ПІ-регулятором з відкоригованими налаштуваннями
 а) з урахуванням запізнювань люфту й магістралі,
 б) з урахуванням запізнювання магістралі

Висновки.

1. Виконаний аналіз особливостей функціонування системи водопостачання, зокрема водопровідного вузла дозволив визначити основні гідравлічні параметри, управління якими без застосування автоматичних систем є неефективним.
2. Отримані математичні моделі основних об'єктів управління – насосної установки та засувки. Виконане моделювання підтвердило неефективність ручного управління основними гідравлічними параметрами - витратою на засувці приходного водоводу й тиску на вихідних водоводах вузла.
3. Проведені дослідження динамічних процесів в замкнутих САУ дозволили обґрунтувати структуру регулятора та визначити найкращі налаштування параметри для системи управління кожним гідравлічним параметром.
4. Показано, що для управління основними гідравлічними параметрами системи водопостачання найкраще використовувати ПІ-регулятори. Застосування ПІ-закону управління при розрахованих налаштованих параметрах дозволяє отримати задані показники якості перехідного процесу в номінальному режимі, а також при зміні характеристик об'єкту управління в процесі експлуатації.

Литература

1. Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р. Математическая теория конструирования систем управления.– М.: “Высшая школа”, 1998. – 575 с.
2. Башарин А.В., Новиков В.А., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами: Учебное пособие для вузов.– Л.: Энергоиздат. Ленинградское отделение, 1992.– 392 с.
3. Грачев В.В., Щербаков С.Г., Яковлев Е.И. Динамика трубопроводных систем. М.: Наука, 1997. – 438 с.
4. Лямаев В.Ф., Небольсин Г.П., Нелюбов В.А. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. Л.: Машиностроение. Ленинград. отделение, 1998 - 192 с.