

## ЕКСТРЕМАЛЬНА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНА СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИМИ НАСОСАМИ ВОДОПОСТАЧАННЯ

У статті йдеться про застосування екстремального енергоефективного керування для двох паралельно з'єднаних насосів. Один з насосів укомплектований частотно-керуваним асинхронним електроприводом. Представлено опис алгоритму екстремального керування, його математична модель та структурна схема системи.

**Ключові слова.** Насос водопостачання, електромеханічна система, екстремальне керування, енергоефективність, регульований електропривод, паралельне з'єднання насосів.

### ВСТУП

Системи водопостачання та насосні установки відносяться до числа найбільш енергоспоживаючих технологічних об'єктів. У зв'язку з постійним подорожчанням та вичерпуванням енергетичних та водних ресурсів питанням енергоефективного керування насосних установок почали приділяти значної уваги. Саме тому, все більш актуальним стає питання розробки та впровадження енергоощадливих та енергоефективних технологій у даній сфері. На практиці широке розповсюдження знайшли системи стабілізації напору та програмне керування насосами на основі графіків добового водоспоживання [1]. Більша енергоефективність може бути досягнута при максимально можливому зменшенні швидкості, яке допустиме для конкретного режиму водоспоживання, та забезпеченні продуктивності насоса, яка відповідає потребам споживачів. Так звані «інтерактивні» алгоритми керування забезпечують автоматичний пошук мінімально-достатньої швидкості насосу, яка задовольняє потреби споживачів [2, 3]. Розглянуті вище способи забезпечують певний рівень енергозбереження, але оскільки робоча точка не завжди опиняється на лінії максимального ККД при використанні вищерозглянутих алгоритмів керування, енергоефективність системи може знижуватися. Ця задача розв'язується за допомогою екстремальної системи керування ККД насосної установки [4]. Також використовуються двоканальні екстремальні системи автоматичного керування насосними установками [5], що дозволяють не тільки підвищити ККД насосу, але й зменшити втрати у привідному двигуні. Але у багатьох випадках системи водопостачання не обмежуються одним насосом. Застосовуються послідовне, паралельне та змішане з'єднання для реалізації певних режимів роботи. Застосування екстремального керування для послідовного з'єднання насосів, один з яких керований за швидкістю, дозволяє підвищити ККД керованого насосу [4]. Цей алгоритм може бути застосований також для паралельного з'єднання агрегатів з метою підвищення енергоефективності системи в цілому.

### МЕТА РОБОТИ

Метою роботи є підвищення енергоефективності електромеханічної системи автоматичного керування паралельно з'єднаними насосами водопостачання шляхом розробки екстремального алгоритму керування ККД керованого та некерованого насосів. Працездатність системи перевіряється шляхом математичного моделювання.

### ЕКСТРЕМАЛЬНИЙ АЛГОРИТМ КЕРУВАННЯ ККД КЕРОВАНОГО ЗА ШВИДКІСТЮ НАСОСА ДЛЯ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИХ АГРЕГАТІВ

Розглянемо роботу екстремального алгоритму для паралельного з'єднання агрегатів, враховуючи, що один з насосів керований за швидкістю, інший – некерований. Нехай робоча точка керованого насосу  $A_1$  знаходиться зліва від лінії максимального ККД на характеристиці 1, як показано на рис. 1. Характеристика некерованого насосу має вигляд 2, сумарна – 3. У деякий момент часу екстремальний енергоефективний контролер зменшує швидкість обертання регульованого насосу на фіксоване значення  $\Delta\omega$ . Його напірна характеристика позначена 5, а сумарна характеристика обох насосів – 7. Новими робочими точками відповідно стануть  $B$ ,  $B_1$  і  $B_2$ . З метою стабілізації продуктивності до значення  $Q_A$  споживачі змушені зменшити гідравлічний опір мережі до значення, при якому характеристика мережі прийме вигляд 6. Робочі точки перейдуть у положення  $C$ ,  $C_1$  та  $C_2$  (для некерованого насосу  $H_2$ ). На наступному кроці алгоритму контролер знову зменшить оберти першого насосу на фіксоване значення  $\Delta\omega_1$  (характеристика 9, сумарна – 8) і перемістить робочі точки в  $D$ ,  $D_1$  та  $D_2$  (для насосу  $H_2$ ). Це викличе відповідну реакцію споживачів до стабілізації витрат води.

Такий процес відбуватиметься доти, поки робоча точка насосу  $H_1$  не виявиться праворуч кривої максимального ККД (точка  $G_1$ ). Після цього контролер фіксовано збільшить оберти цього насосу, що призведе до збільшення продуктивності та необхідності споживачам прикри-

вати крани. У результаті робота першого насосу характеризується циклічною послідовністю наступних робочих точок  $E_1 - F_1 - G_1 - H_1 - E_1$ . Для нерегульованого насоса послідовність буде наступною  $E_2 - F_2 - G_2 - F_2 - E_2$ . У результаті роботи алгоритму ККД некерованого насоса буде коливатися в околі значення, що визначається продуктивністю в точці  $E_2$ , а ККД керованого коливатиметься в околі максимального значення.

Якщо споживачі не реагують на зміну швидкості (не змінюють величину гідравлічного опору), то вона буде зменшуватися доти, поки робоча точка першого насосу не виявиться нижче кривої максимального ККД. Якщо траєкторія руху робочої точки першого насосу не перетне криву максимального ККД, то швидкість зменшуватиметься до мінімально-дозволеного значення. У випадку відсутності обмеження витрати можуть знизитися до нуля.

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕКСТРЕМАЛЬНОГО КОНТРОЛЕРА**

На основі вищевикладеного алгоритму керування та теорії екстремальних систем структурна схема контролера має вигляд, що показаний на рис. 2.

На структурній схемі введені наступні позначення:  $Q_1$  – фактична виміряна продуктивність на виході регульованого насосу;  $\omega_1^*$  – бажана швидкість обертання двигуна, при якій забезпечується максимальний ККД при бажаному значенні продуктивності;  $\omega_1$  – фактична виміряна швидкість двигуна;  $T_0$  – період квантування екстремального контролера;  $\Delta f^*$  – необхідна величина зменшення завдання частоти;  $K$  – параметр, що задає амплітуду зміни завдання частоти.

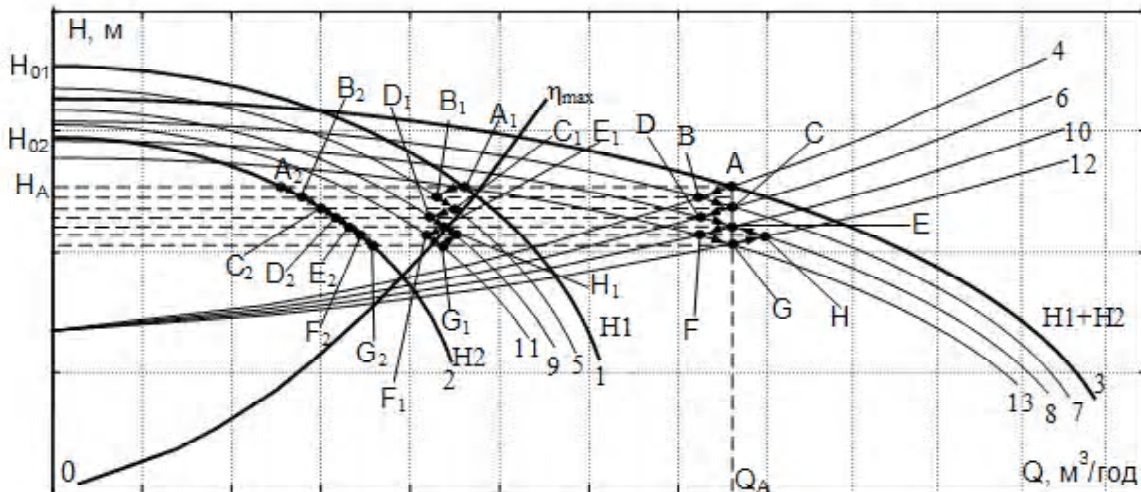


Рис. 1. Робота екстремального алгоритму при паралельному з'єднанні насосних агрегатів

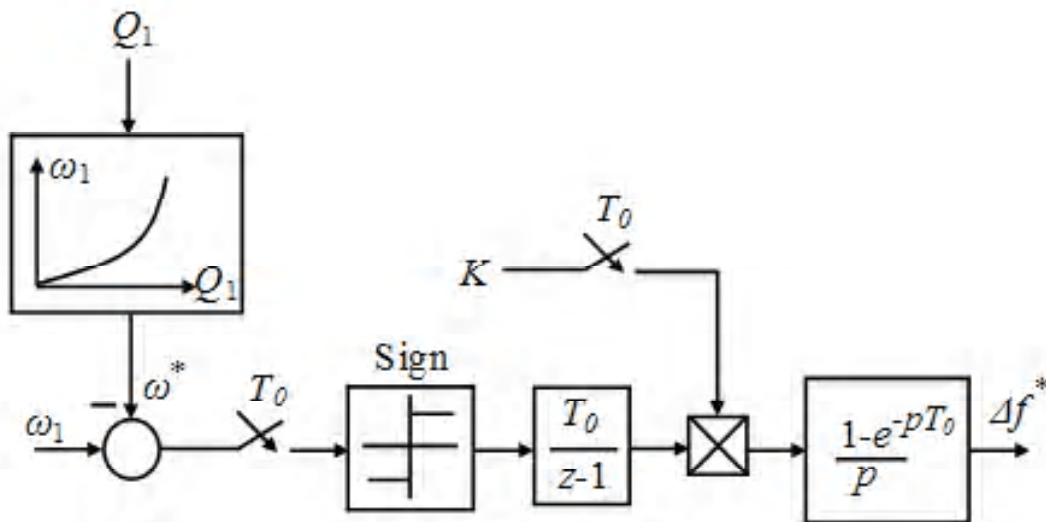


Рис. 2. Структурна схема екстремального алгоритму при паралельному з'єднанні насосних агрегатів

Рівняння для вихідної заданої частоти на основі структурної схеми матиме вигляд

$$\Delta f = \frac{KT_0}{z-1} \text{sign}(\omega_1 - \omega_1^*). \quad (1)$$

Перетворимо рівняння (1) для запису у різниці

$$\Delta f((n+1)T_0) - \Delta f(nT_0) = KT_0 \text{sign}(\omega_1(nT_0) - \omega_1^*(nT_0)). \quad (2)$$

Враховуючи, що бажана швидкість  $\omega_1^*$  визначається на основі величини бажаної продуктивності при максимальному ККД, рівняння (2) переписується у вигляді

$$\Delta f((n+1)T_0) = \Delta f(nT_0) + KT_0 \text{sign}(\omega_1(nT_0) - f(Q_1(nT_0))). \quad (3)$$

**ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕКСТРЕМАЛЬНОГО АЛГОРИТМУ КЕРУВАННЯ ККД КЕРОВАНОВОГО ЗА ШВИДКІСТЮ НАСОСА ДЛЯ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИХ АГРЕГАТИВ З ЖОРСТКИМИ НАПІРНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

У випадку, якщо напірні характеристики насосів мають велику жорсткість, траєкторія руху робочої точки може не перетнути лінію максимального ККД насосу при застосуванні екстремального алгоритму через достатньо велику зміну величини продуктивності навіть при невеликій зміні частоти обертання, як показано на рис. 3.

Як видно з рисунку, за рахунок майже лінійної ділянки сумарних напірних характеристик, робоча точка регульованого насосу буде рухатися по траєкторії  $A_1 - B_1 - C_1 - D_1 - E_1$ , у той час як робоча точка на виході системи буде рухатися по траєкторії  $A - B^* - C^* - D^* - E^* - E$ . Точками на траєкторії регульованого насосу, яким відповідають точки  $B^*, C^*, D^*$  та  $E^*$  можна знехтувати, враховуючи велику жорсткість напірних характеристик. Траєкторія руху робочої точки нерегульованого насосу не зміниться від зображеної на рис. 1. Подальший такий

рух без обмеження за швидкістю може призвести до того, що робоча точка регульованого насосу перейде на вісь  $H$ , тобто його продуктивність стане нульовою. Вихідна продуктивність буде дорівнювати продуктивності нерегульованого насосу.

Якщо робоча точка буде знаходитися справа від лінії максимального ККД, вона також не опиниться на ній через роботу алгоритму на збільшення швидкості у цій зоні.

У такому випадку екстремальний алгоритм необхідно скоректувати. Розташування робочої точки зліва від лінії максимального ККД не призведе до підвищення ефективності, тому розглянемо випадок, коли остання розташована справа. Якщо змінити напрям роботи алгоритму у цій зоні, то при зменшенні швидкості робоча точка може опинитися на лінії максимального ККД. Рівняння регулятора з урахуванням зміни напрямку роботи алгоритму матиме вигляд

$$\Delta f((n+1)T_0) = \Delta f(nT_0) + KT_0 \text{sign}(f(Q_1(nT_0)) - \omega_1(nT_0)). \quad (4)$$

Принцип роботи регулятора зображений на рис. 4. Як видно з рис. 4, траєкторія робочих точок  $A_1 - B_1 - C_1 - D_1$  регульованого насосу перетинає лінію максимального ККД за умови, що рух починається зліва і споживачі реагують на зміну продуктивності. Після перетину лінії максимального ККД ця траєкторія буде визначатися послідовними переходами з точки  $D_1$  в  $C_1$  і навпаки, які забезпечують коливання в зоні максимального ККД регульованого насосу. Незначними переходами, що відбуваються при стабілізації споживачами продуктивності нехтуємо, при умові, що напірні характеристики мають досить високу жорсткість.

Таке розташування вихідної робочої точки найчастіше застосовується у системах, що містять паралельне з'єднання насосів, для збільшення вихідної продуктивності. Тому екстремальний алгоритм у такій формі найкраще підходить для паралельного з'єднання насосів з жорсткими напірними характеристиками.

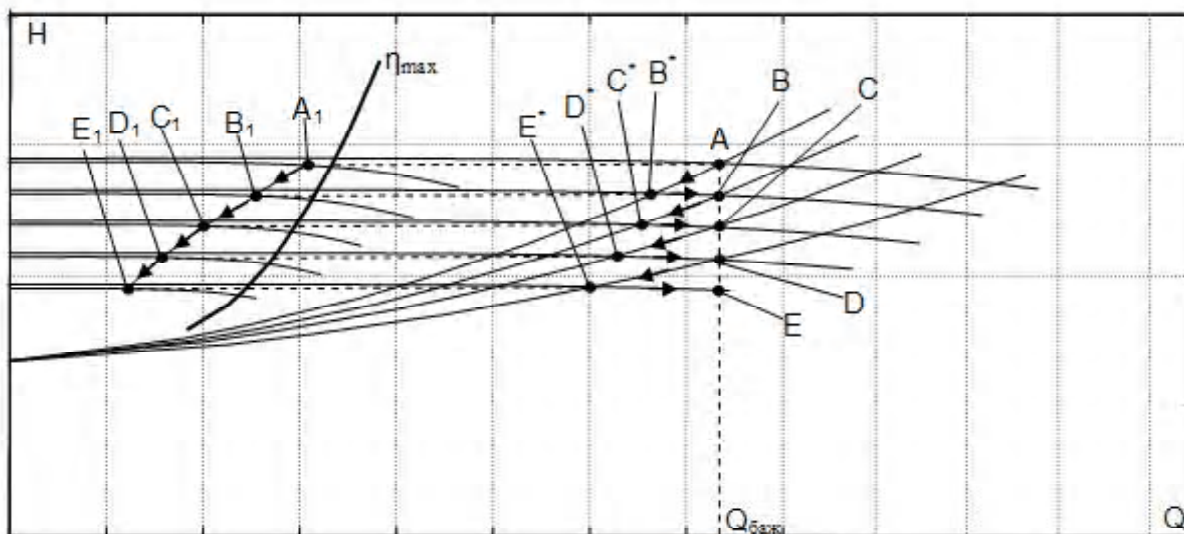


Рис. 3. Траєкторія руху робочої точки регульованого насосу з жорсткими напірними характеристиками

**ЕКСТРЕМАЛЬНИЙ АЛГОРИТМ КЕРУВАННЯ ККД НЕКЕРОВАНОГО ЗА ШВИДКІСТЮ НАСОСА ДЛЯ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИХ АГРЕГАТІВ**

При паралельному з'єднанні насосних агрегатів можливий варіант реалізації екстремального керування ККД для некерованого за швидкістю насосом за рахунок зміни швидкості керованого.

Структурна схема екстремального регулятора представлена на рис. 5.

На структурній схемі введені наступні позначення:  $Q_2$  – фактична виміряна продуктивність нерегульованого насосу;  $Q_2^*$  – продуктивність нерегульованого насоса при якій забезпечується максимальний ККД (для окремого насоса – постійна величина, та як його швидкість незмінна, а на кожній напірній характеристиці існує тільки одне значення продуктивності, при якій забезпечується максимальний ККД);  $T_0$  – період квантування екстремального контролера;  $\Delta f^*$  – необхідна величина зменшення завдання частоти регульованого насосу;  $K$  – параметр, що задає амплітуду зміни завдання частоти.

Рівняння для вихідної заданої частоти на основі структурної схеми матиме вигляд

$$\Delta f = \frac{KT_0}{z-1} \text{sign}(Q_2 - Q_2^*). \quad (5)$$

Перетворимо рівняння (5) для запису у різниціях

$$\Delta f((n+1)T_0) = \Delta f(nT_0) + KT_0 \text{sign}(Q_2(nT_0) - Q_2^*(nT_0)). \quad (6)$$

Алгоритм для такого варіанту ілюструється на рис. 6.

Нехай робоча точка  $A_2$  знаходиться зліва від лінії максимального ККД нерегульованого насосу Н2. У момент часу  $T_0$  екстремальний енергоефективний контролер зменшує швидкість обертання регульованого насоса на фіксоване значення  $\Delta\omega$ . Його напірна характеристика позначена 5, а сумарна характеристика обох насосів – 7. Робоча точка нерегульованого насосу переходить у  $B_2$ .

З метою стабілізації продуктивності до значення  $Q_4$  споживачі змушені зменшити гідравлічний опір мережі до значення, при якому характеристика мережі прийме вигляд 6. Робочі точки перейдуть у положення С,  $C_1$  та  $C_2$  (для нерегульованого насосу Н2). На наступному кроці

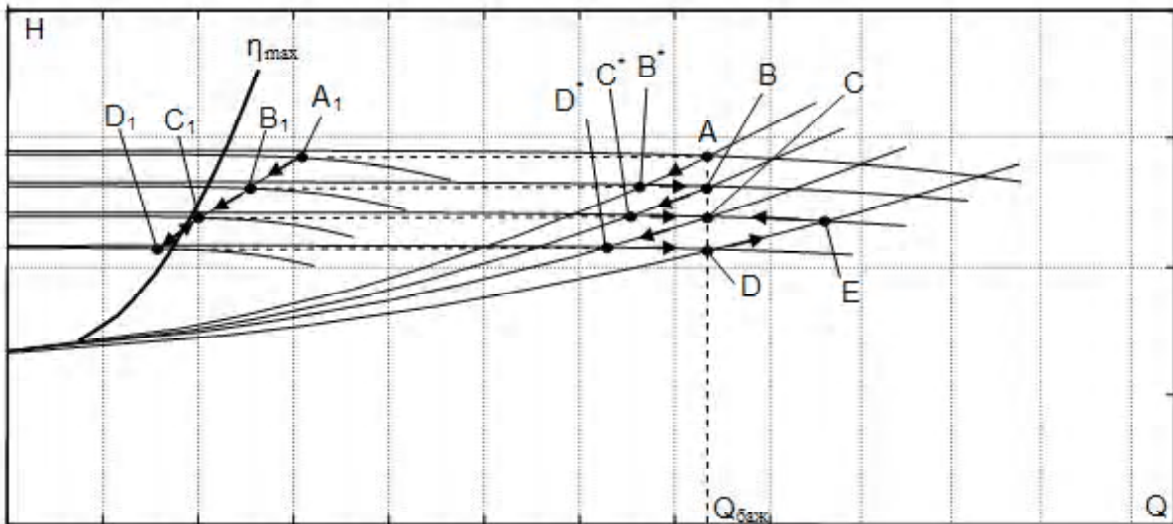


Рис. 4. Траєкторія руху робочої точки регульованого насосу з жорсткими напірними характеристиками для другої зони

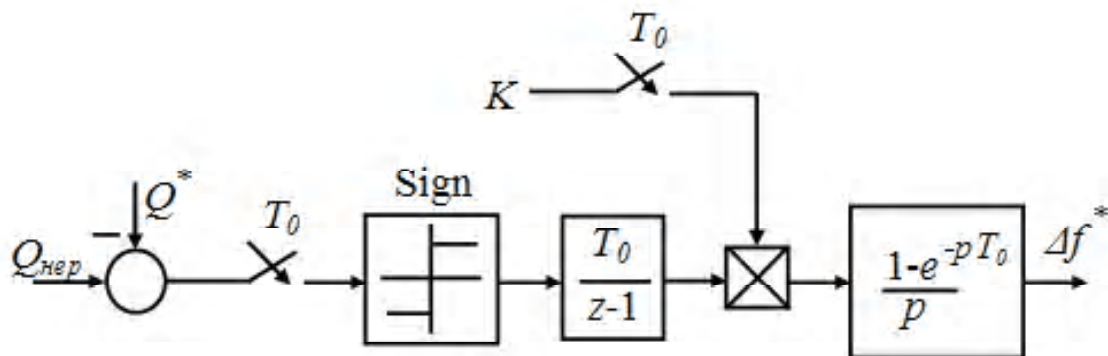


Рис. 5. Структурна схема екстремального енергоефективного регулятора ККД для нерегульованого за швидкістю насосу



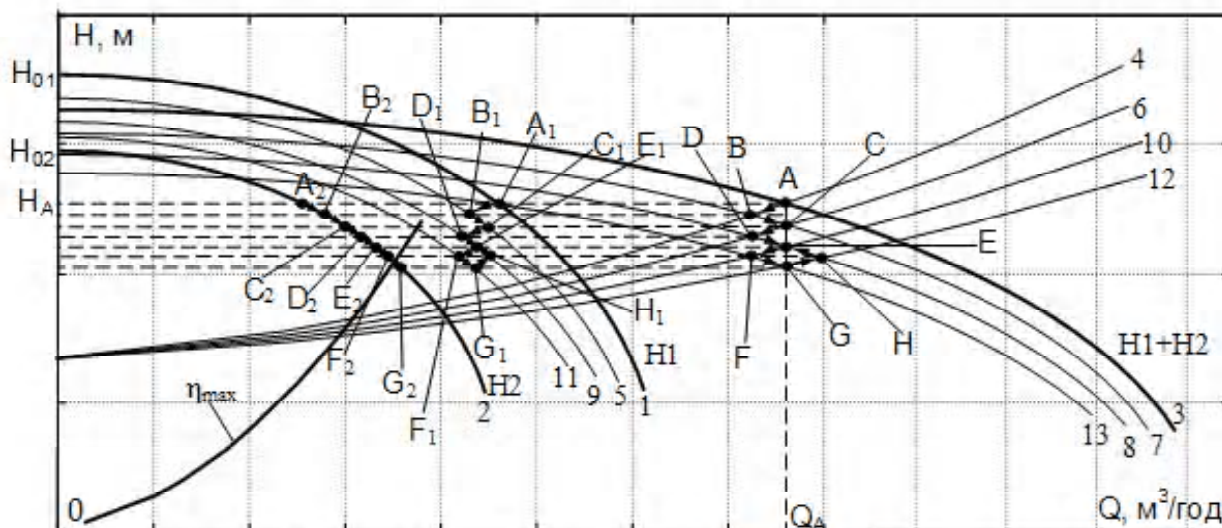


Рис. 6. Робота екстремального алгоритму при паралельному з'єднанні насосних агрегатів для нерегульованого за швидкістю насосу

алгоритму  $2T_0$  контролер знову зменшить оберти першого насосу на фіксоване значення  $\Delta\omega_1$  (характеристика 9, сумарна – 8) і перемістить робочі точки в  $D, D_1$  та  $D_2$  (для насосу H2). Це викличе відповідну реакцію споживачів до стабілізації витрат води.

Такий процес відбуватиметься доги, поки робоча точка насосу H2 не виявиться праворуч кривої максимального ККД (точка  $G_2$ ), тобто  $Q_2$  стане більше  $Q_2^*$ . Після цього контролер фіксовано збільшить оберти цього насосу, що призведе до збільшення продуктивності та необхідності споживачам прикривати крани. У результаті робота першого насосу характеризуватиметься циклічною послідовністю наступних робочих точок  $E_1 - F_1 - G_1 - H_1 - E_1$ . Для нерегульованого насосу послідовність буде наступною  $E_2 - F_2 - G_2 - F_2 - E_2$ . У результаті роботи алгоритму ККД некерованого насоса буде коливатися в околі значення, що визначається продуктивністю в точці  $G$ .

Якщо споживачі не реагують на зміну продуктивності, то за рахунок руху по напірній характеристиці вправо, робоча точка також опиниться за лінією максимального ККД і далі буде рухатися в її околі за рахунок зміни швидкості обертання керованого насосу.

Якщо вихідна робоча точка опиниться у другій зоні, то алгоритм буде працювати аналогічно на збільшення швидкості керованого насосу.

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕКСТРЕМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ПАРАЛЕЛЬНО З'ЄДНАНИМИ НАСОСАМИ

Математична модель двох паралельно з'єднаних насосів описується наступними рівняннями [6]:

$$H = H_{01n}\omega_1^2 / \omega_{n1}^2 - a_{n1}Q_1^2 - \chi_1 dQ_1 / dt, \quad (7)$$

$$H = H_{02n}\omega_2^2 / \omega_{n2}^2 - a_{n2}Q_2^2 - \chi_2 dQ_2 / dt, \quad (8)$$

$$H = H_{cm} + aQ^2 - \chi dQ / dt, \quad (9)$$

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (10)$$

$$M_{C1} = \rho g Q_1 H / \eta_1 \omega_1, \quad (11)$$

$$M_{C2} = \rho g Q_2 H / \eta_2 \omega_2, \quad (12)$$

де  $Q_1, Q_2$  – продуктивності першого та другого насосів відповідно;  $Q$  – сумарна продуктивність першого та другого насосів;  $H_{01n}$  та  $H_{02n}$  – номінальні напори при нульових подачах першого та другого насосів при номінальних швидкостях відповідно;  $\omega_1, \omega_2$  – швидкості обертання першого та другого насосів відповідно;  $\omega_{n1}, \omega_{n2}$  – номінальні швидкості обертання першого та другого насосів відповідно;  $\chi_1, \chi_2$  – сталі часу інтегрування першого та другого насосів відповідно;  $\chi$  – загальна стала часу інтегрування;  $H_{cm}$  – геодезична висота підйому води;  $a_{n1}, a_{n2}$  – номінальні гідравлічні опори першого та другого насосів відповідно;  $a$  – гідравлічний опір мережі;  $M_{C1}, M_{C2}$  – моменти навантаження на валах двигунів першого та другого насосів відповідно;  $\rho$  – густина води;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\eta_1, \eta_2$  – ККД першого та другого насосів відповідно;  $H$  – напір першого та другого насосів;  $t$  – час.

Наявність зворотних клапанів на виході кожного з насосів враховується наступним чином: якщо продуктивність насоса стає від'ємною, то вона приймається рівною нулю.

ККД насосів є нелінійними функціями, які залежать від положень робочих точок на напірних характеристиках  $\eta_i = f(Q_i, H_i)$ . В роботі ці залежності апроксимуються двошаровими нейронними мережами типу «feed-forward backpropagation» з 10, 1 нейронами та функціями активації tansig, purelin у відповідних шарах. Для навчання нейронних мереж використана база даних 4000 робочих точок з каталогу фірми виробника [7].

Крива максимального ККД керованого за обертами насоса також апроксимована аналогічною нейронною мережею, навченою на основі даних 250 робочих точок.

Привідні асинхронні двигуни насосів описуються нелінійними двофазними моделями в нерухомій системі координат статора а–b [8]. Перетворювач частоти реалізує квадратичний закон керування  $u/f^2 = \text{const}$  [4].

Структурна схема екстремальної системи керування показана на рис. 7.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСТРЕМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ**

Для дослідження вибрано два однакові насоси фірми Vogel Pumpen CNX-100-65-400 [7] з наступними максимальними даними: потужність 156,1 кВт, напір 240 м, продуктивність 164,9 м³/год, ККД 62,9 %, частота обертання 2900 об/хв. Номінальні дані привідних асинхронних двигунів наступні: потужність 160 кВт, синхронна частота обертання 3000 об/хв, ККД 96 %, лінійна напруга 380 В, коефіцієнт потужності 0,9, ковзання 0,019, активний опір статора 0,0117 Ом, індуктивність статора 0,0126 Гн, активний опір ротора 0,0094 Ом, індуктивність ротора

0,0127 Гн, взаємна індуктивність статора та ротора 0,0124 Гн. При моделюванні прийнято  $H_{cm} = 150$  м,  $\chi = 0,5$  с/(м²/год),  $\chi_1 = \chi_2 = 0,05$  с/(м²/год), приведений момент інерції на валах двигунів  $J = 1,4$  кг м². Розрахункові параметри насосів на основі напірних характеристик є наступними:  $H_{01} = H_{02} = 235$  м,  $a_{n1} = a_{n2} = 9018$  м/(м³/с)². Напірні характеристики насосів досить жорсткі, тому під час моделювання використані алгоритми (4) та (6).

Результати досліджень екстремальної системи керування ККД керованого насосу представлені на рис. 8, а ККД некерованого насосу – на рис. 9.

При дослідженні екстремальної системи керування ККД керованого насосу вихідна робоча точка приймалась такою, щоб робоча точка керованого насосу знаходилася праворуч від кривої максимального ККД. Поведінка споживачів моделювалася як система стабілізації продуктивності з ПІ-регулятором. Результати досліджень показали, що швидкість керованого насосу  $\omega_1$  зменшується, доки робоча точка не опиниться зліва від лінії максимального ККД, при цьому задана швидкість  $\omega_1^*$  починає зменшуватися а швидкість двигуна  $\omega_1$  збільшуватись. У результаті ККД керованого насосу  $\eta_1$  буде коливатися навколо максимального значення, а ККД некерованого насосу  $\eta_2$  буде коливатися навколо деякого значення, яке залежить від початкового розташування робочої точки. Траєкторія руху робочої точки відповідає алгоритму (4).

Підключення регулятора ККД некерованого насосу показано пунктирними лініями на рис. 7. При дослідженні

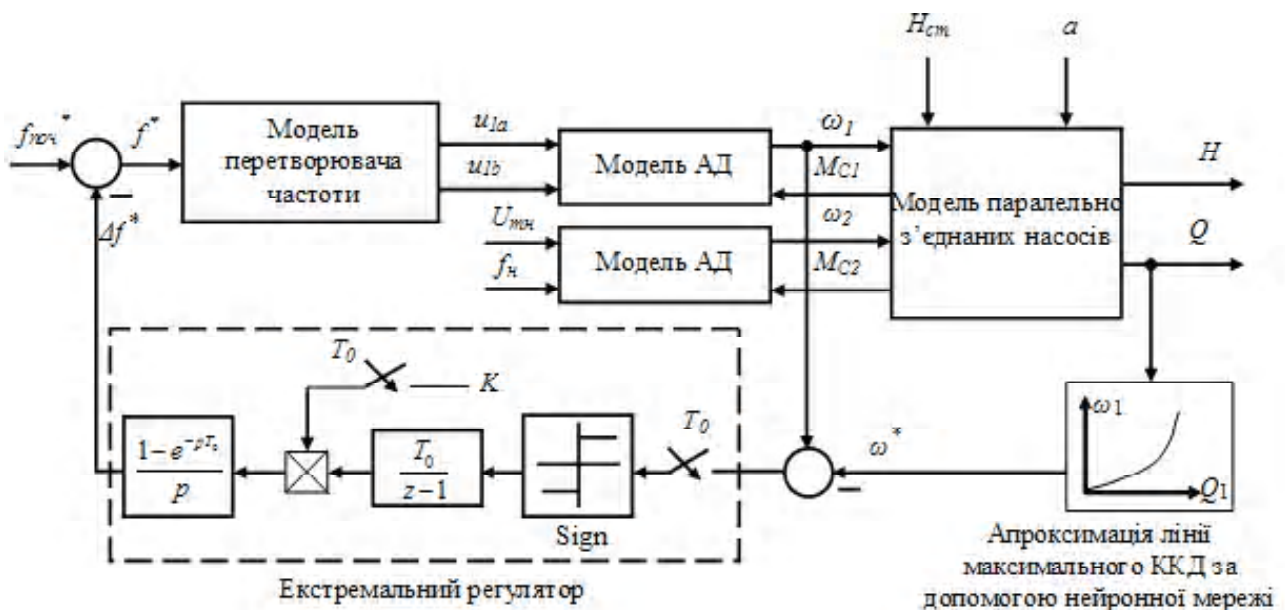


Рис. 7. Структурна схема екстремальної системи керування

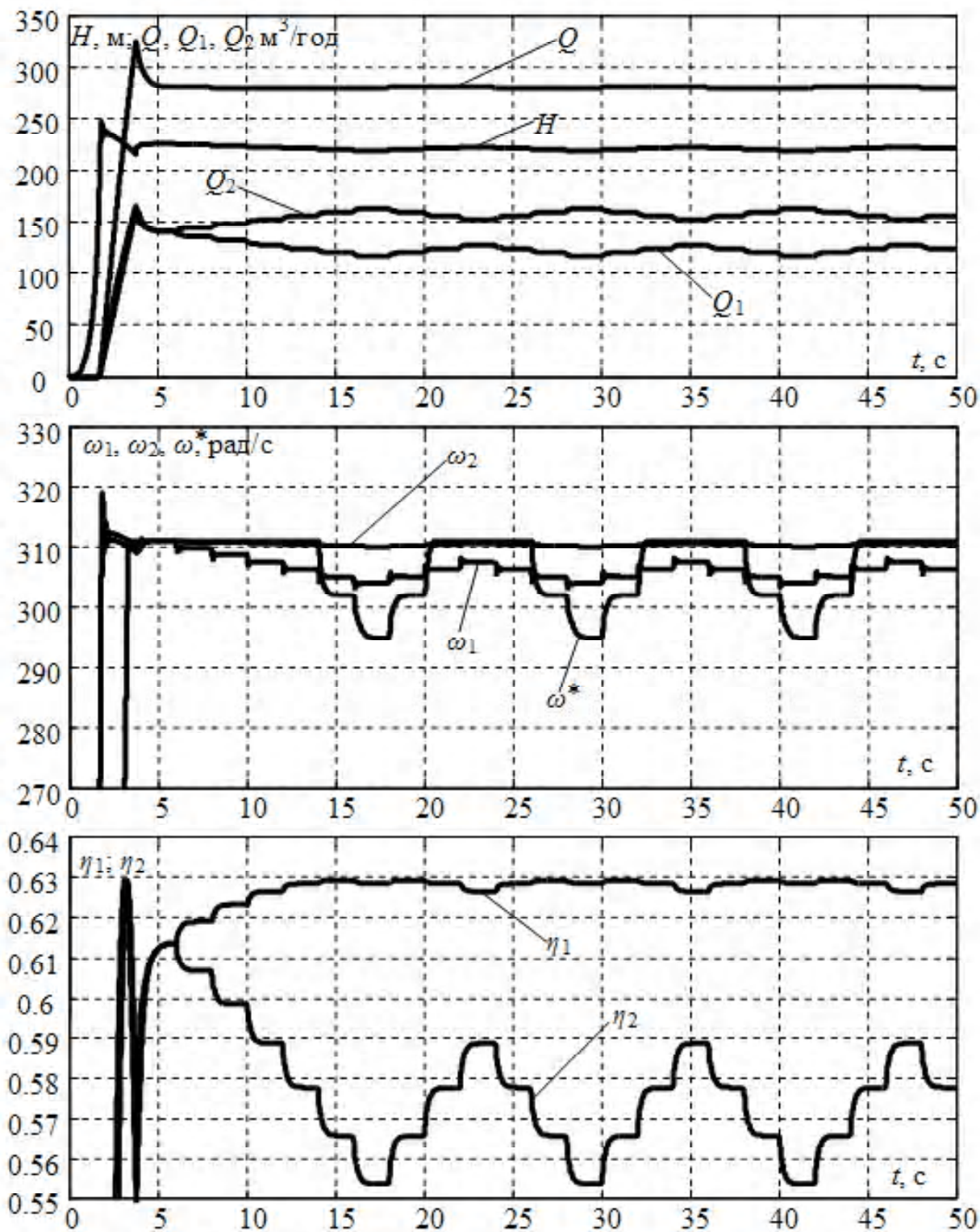


Рис. 8. Дослідження екстремальної системи керування ККД керованого насосу

системи керування вихідна робоча точка насосу знаходилася ліворуч від кривої максимального ККД. Результати досліджень показали, що швидкість керованого насосу  $\omega_1$  зменшується, доки продуктивність некерованого насосу  $Q_2$  не стане більше за задану продуктивність  $Q_2^*$ .

У результаті ККД некерованого насосу  $\eta_2$  буде коливатися навколо максимального значення, а ККД керованого насосу  $\eta_1$  буде коливатися навколо деякого значення, яке залежить від початкового розташування робочої точки.

При застосуванні пропонованого алгоритму у гідравлічних системах, що наповнюють великі резервуари, ви-



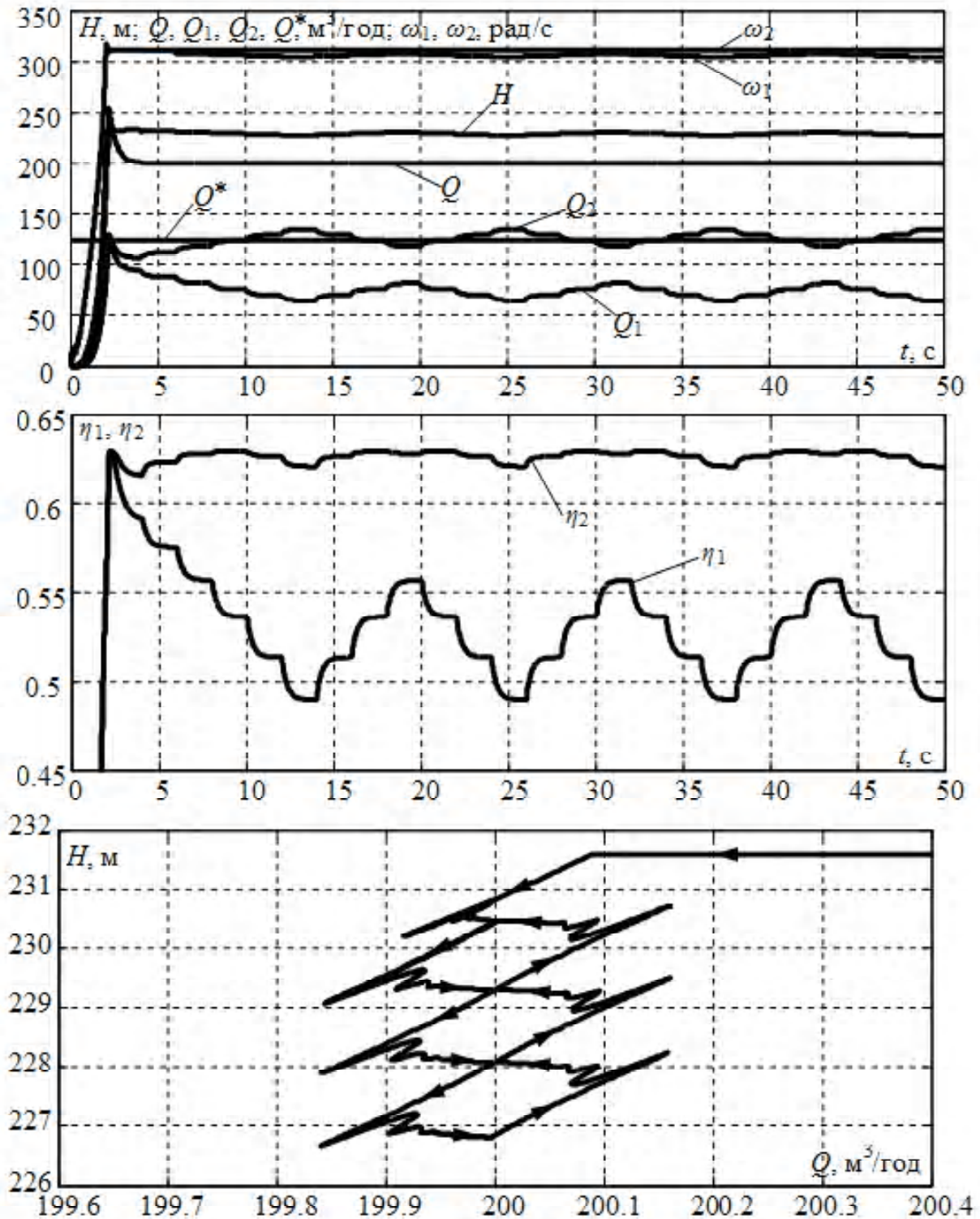


Рис. 9. Дослідження екстремальної системи керування ККД некерованого насосу

моги, щоб споживачі стабілізували продуктивність, є необов'язковими. Дослідження такої системи показані на рис. 10.

Як видно з рис. 10, швидкість регульованого насосу  $\omega_1$  поступово зменшується доки робоча точка нерегульованого насосу не опиниться справа від лінії максимального ККД. На 20-й секунді відбувається плавне змен-

шення гідравлічного опору мережі на 10 % від поточного значення, при цьому алгоритм не втрачає свої властивості. ККД некерованого насосу  $\eta_2$  залишається коливатися в околі максимального значення, а ККД керованого  $\eta_1$  збільшується. На 50-й секунді відбувається збільшення гідравлічного опору мережі на 20 %. Анало-



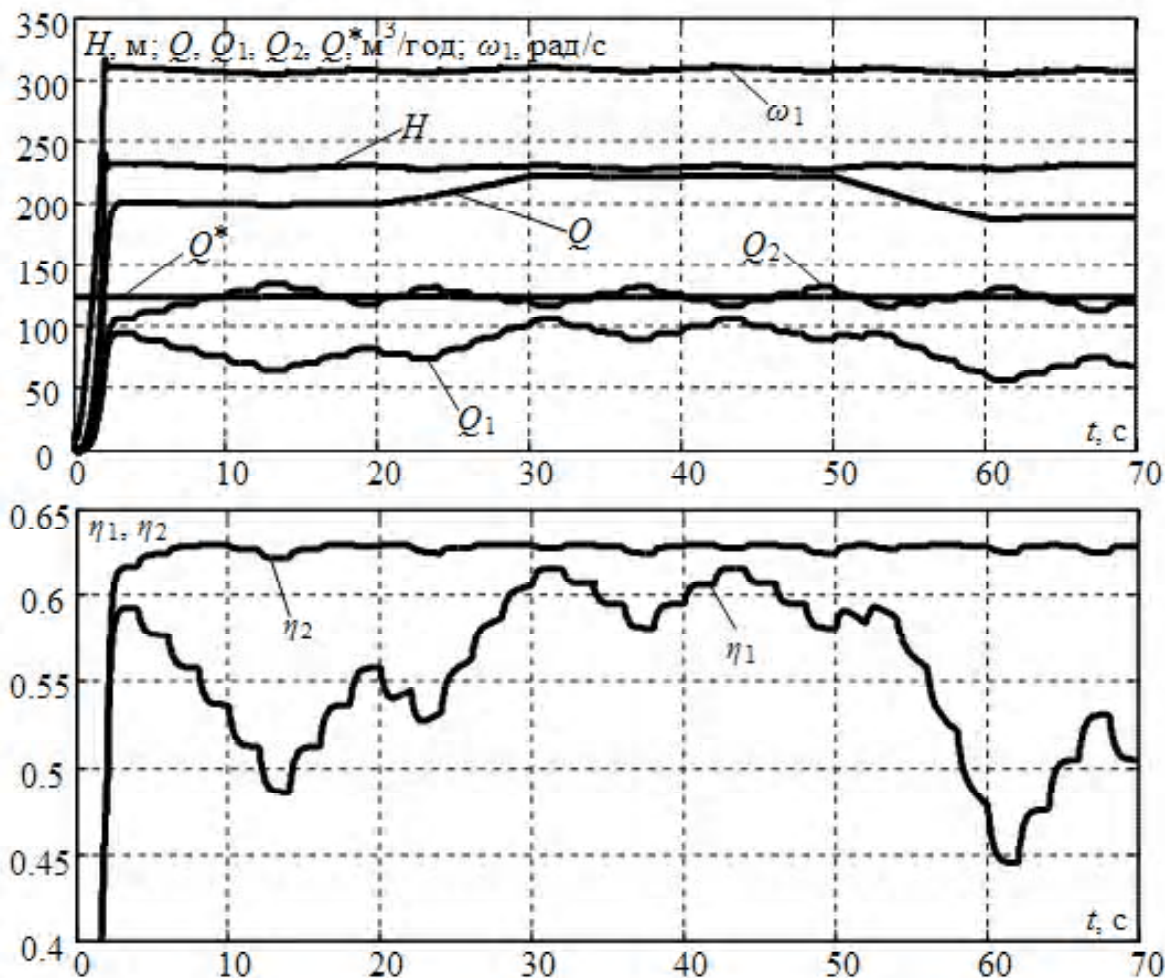


Рис. 10. Дослідження екстремальної системи керування ККД некерованого насосу за відсутності реакції споживачів

гічно попередньому випадку алгоритм залишається працездатним.

### ВИСНОВКИ

При паралельному з'єднанні двох насосів, один з яких оснащений керованим асинхронним електроприводом, можливе застосування екстремального енергоефективного керування. При цьому можливий варіант керування ККД керованого насоса та ККД некерованого за рахунок зміни швидкості керованого насоса. Розташування вихідних робочих точок обмежується величиною жорсткості напірних характеристик насосів. Застосування другого варіанту керування може не передбачати реакцію споживачів, а сам алгоритм у цьому випадку нечутливий до зміни гідравлічного опору мережі під час роботи насосів. Діапазон допустимих продуктивностей установки залежить від геодезичної висоти підйому води та мінімально можливого гідравлічного опору мережі.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Kiselychnyk, O.* Overview of energy efficient control solutions for water supply systems / O. Kiselychnyk, M. Bodson, H. Werner // Transactions of Kremenichuk State Polytechnic Univ. Kremenichuk: KSPU. – N3/2009 (56), part 1. – 2009. – P. 40–45.
2. *Попович, М. Г.* Експериментальні дослідження роботи інтерактивного енергозберігаючого контролера на гібридній моделі насосної установки / М. Г. Попович, О. І. Кіселичник, С. О. Бур'ян, О. Ф. Соколовський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук : КДПУ. – Випуск 3/2007 (44), Частина 1. – С. 72–75.
3. *Pechenik, M.* Experimental research of interactive energy saving controller of water supply pump based on flow rate measurement / M. Pechenik, O. Kiselychnyk, S. Buryan // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2010. – № 28. – С. 272–274.
4. *Popovich, M.* Extremal electromechanical control system of water supply pumps connected in series / Popovich M., Kiselychnyk O., Buryan S. // Transactions of Kremenichuk State Polytechnic Univ. Kremenichuk : KSPU. – N 3/2010 (62), part 2. – 2010. – P. 37–41.
5. *Бур'ян, С. О.* Двоканальна екстремальна електромеханічна система автоматичного керування насосною установкою / С. О. Бур'ян, Т. В. Грищук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

- Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика. – Х. : НТУ «ХП», – 2010. – № 28. – С. 176–179.
6. Попович, М. Г. Проблеми теорії автоматизації багатоагрегатних насосних установок на основі принципу пасивності / М. Г. Попович, О. І. Кіселичник // Технічна електродинаміка. Проблеми сучасної електротехніки. – Частина 5. – Київ. – 2006. – С. 54–59.
  7. *ITT Industries*. Pump Selection Program / *ITT Industries* // Vogel Select CD. – Jan. – 2009.
  8. Marino, R. Exponentially convergent rotor resistance estimation for induction motors / R. Marino, S. Peresada, P. Tomei // IEEE Trans.on Industrial Electronics. – 1995. – Vol. 42, No. 5. – P. 508–515.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2011.

Бурьян С. А., Гришук Т. В.

#### ЭКСТРЕМАЛЬНАЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНО СОЕДИНЕННЫМИ НАСОСАМИ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассматривается применение экстремального энергоэффективного управления для двух параллельно соединен-

ных насосов. Один из насосов комплектуется частотно-управляемым асинхронным электроприводом. Представлены описание алгоритма экстремального управления, его математическая модель и структурная схема системы.

**Ключевые слова.** Насос водоснабжения, электромеханическая система, экстремальное управление, энергоэффективность, регулируемый электропривод, параллельное соединение насосов.

Buryan S., Gryshuk T.

#### EXTREMAL ELECTROMECHANICAL CONTROL SYSTEM OF WATER SUPPLY PUMPS CONNECTED IN PARALLEL

The paper concerns the application of the extremal energy efficient control for two pumps connected in parallel. One of the pumps is with the controlled induction motor drive. The extremal control algorithm description, its mathematical model and the system block diagram are presented.

**Key words:** Water supply pump, electromechanical system, extremal control, efficiency, controlled drive, parallel connection of pumps.