

В. А. ВАНИН, М. М. КРУГОЛ, О. П. ЛАЗУРЕНКО

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОДНОГРУПОВОГО ГАЗОГІДРАВЛІЧНОГО ТРАКТУ ДОПОМІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ ПАРОВОГО КОТЛА ТЕПЛОВОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ СТАНЦІЇ

В роботі запропоновано алгебраїчні математичні моделі відцентрових механізмів, що працюють в газогідравлічному тракті парового енергетичного котла. Такі моделі будуються на основі апроксимації залежності напору від продуктивності, величини обертів лопаток механізмів, кута установки направляючого апарату по експериментальним або чисельним даним методом найменших квадратів. Розглянуто різні схеми сумісної роботи відцентрових механізмів в газогідравлічних трактах теплових електричних станцій, для яких пропонуються показники ефективності при різних способах їх регулювання. Рівняння стану розгалуженого газогідравлічного тракту в задачі аналізу його ефективності, при роботі на мережу, отримано із використанням аналогів законів Кірхгофа. Приведено алгоритми для реалізації чисельних методів в задачі знаходження оптимальних параметрів керування групою відцентрових механізмів. Досліджено особливості математичних моделей груп із паралельним, послідовним та змішаним включенням допоміжних механізмів з різними напірними характеристиками в систему забезпечення роботи енергетичного котла. Поставлено та вирішено задачу знаходження оптимальних параметрів керування механізмами при різних паропродуктивностях котла. Показано, що для живильного насоса найбільш ефективним способом регулювання є індивідуальний частотний привід, а для тяго-дугтьових механізмів – групове частотне регулювання. Для типового літнього місяця, з відомим графіком споживання електричної енергії на власні потреби, показано, що впровадження енергоефективних способів регулювання продуктивності відцентрових механізмів станції дає економію електричної енергії в системі на рівні 10,69 %.

Ключові слова: теплова електрична станція, групове керування, гідравлічні системи, відцентрові механізми, частотно-регульований привід, енергоефективність.

В. А. ВАНИН, Н. М. КРУГОЛ, А. П. ЛАЗУРЕНКО

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОДНОГРУПОВОГО ГАЗОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРАКТА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПАРОВОГО КОТЛА ТЕПЛОВОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

В работе предложены алгебраические математические модели центробежных механизмов, которые работают в газогидравлическом тракте парового энергетического котла. Такие модели строятся на основании аппроксимации зависимости напора от производительности, скорости вращения лопаток механизма и угла направляющего аппарата по экспериментальным или численным данным методом наименьших квадратов. Рассмотрены разные схемы совместной работы центробежных механизмов в газогидравлических трактах тепловых электрических станций, для которых предлагаются показатели эффективности при разных способах их регулирования. Уравнения состояния разветвленного газогидравлического тракта в задаче анализа его эффективности при работе на сеть получено с использованием законов Кирхгофа. Приведены алгоритмы для реализации численных методов в задаче нахождения оптимальных параметров управления группой центробежных механизмов. Исследованы особенности математических моделей групп с параллельным, последовательным и смешанным включением вспомогательных механизмов с разными напорными характеристиками в системе обеспечения работы энергетического котла. Поставлена и решена задача нахождения оптимальных параметров управления механизмами группы при разных паропроизводительностях котла. Показано, что для питательного насоса наиболее эффективным способом регулирования есть индивидуальный частотный привод, а для тяго-дугтьевых механизмов – групповое частотное регулирование. Для типового летнего месяца с известным графиком потребления электрической энергии на собственные нужды теплоэлектроцентрали показано, что внедрение энергоэффективных способов регулирования производительности центробежных механизмов электростанции дает экономию электрической энергии в системе на уровне 10,69 %.

Ключевые слова: тепловая электрическая станция, групповое управление, гидравлические системы, центробежные механизмы, частотно-регулируемый привод, энергоэффективность.

V. A. VANIN, M. M. KRUGOL, A. P. LASURENKO

MATHEMATICAL MODELLING OF ONE-GROUP GAS-HYDRAULIC CIRCUIT OF THERMAL POWER PLANT STEAM BOILER AUXILIARIES

The paper presents algebraic mathematical models of centrifugal mechanisms that operate in the power boiler gas-hydraulic circuit. The models have been built by means of head-flow curve approximation. The head-flow curve depends on the centrifugal mechanism blade rotating speed and guide vane angle. The least squares method has been applied for centrifugal mechanism head-curve approximation on the basis of experimental or numerical data. Different configurations for the connections of centrifugal mechanisms in the power boiler gas-hydraulic circuit have been considered, relationships for their performance assessment obtained, and efficiency factors for various methods of their capacity control introduced. The state equation for a complex gas-hydraulic network in the problem of its efficiency analysis has been obtained with application of Kirchhoff laws. Numerical algorithms have been developed to solve group control parameter optimization problems for the considered connections of centrifugal mechanisms. Features of mathematical models for groups of series-, parallel- and complex-connected centrifugal mechanisms with different head curves in the power boiler maintenance system have been specified. An optimal group control problem for a group of centrifugal mechanisms has been formulated and solved under various power boiler modes. For the feed pumps, individual frequency control proves to be the most effective method, while for the boiler draft mechanisms group frequency regulation turns out to be the most efficient. In a typical summer month, implementation of energy-efficient centrifugal mechanism capacity regulation method in a Thermal Power Plant is shown to result in auxiliary electricity consumption reduction by 10.96 % as compared with available actual data.

Key words: thermal power plant, group control, hydraulic systems, centrifugal mechanisms, variable frequency drive, energy efficiency.

Вступ. В світі до 60 % генерації електричної енергії припадає на теплові електричні станції. Для України цей показник становить близько 40 %, а тому досить важливим є підвищення ефективності роботи основного та допоміжного устаткування *теплоелектростанцій (ТЕС)*.

В технологічному процесі вироблення електричної енергії задіяні *відцентрові механізми (ВМ)*, що забезпечують роботу основних агрегатів станції – котла та турбогенератора. Основними допоміжними механізмами га-

зогідравлічного тракту котла є живильний насос, дуттьові вентилятори та димососи. Живильні насоси використовуються для подачі води до барабану котла. Дуттьові вентилятори подають повітря в топку котла з метою стійкого горіння факелу газу. Димососи використовуються для видалення продуктів горіння з топки котла. Дані механізми утворюють групу відцентрових механізмів газогідравлічного тракту котла з близькими характеристиками та режимами роботи, а їх режим роботи залежить від режиму роботи парового енергетичного котла.

Режими роботи ТЕС призводять до роботи парового енергетичного котла в неномінальних режимах, а часто при мінімально-допустимих навантаженнях. Це зумовлює необхідність глибокого регулювання продуктивності групи допоміжних відцентрових механізмів ТЕС. Для такої групи можливе використання групового керування продуктивності її механізмів за допомогою зміни групової частоти живильної напруги. Дорегулювання відбувається класичними способами – дроселюванням, байпасуванням та зміною кута відкриття направляючого апарату механізму [1]. Основною перевагою впровадження такого способу регулювання є значно менші капіталовкладення в порівнянні зі впровадженням індивідуального частотного приводу.

Дослідження *особливостей групового регулювання*, що забезпечує ефективну роботу парового енергетичного котла, є актуальною задачею. Виникає потреба в побудові відповідних математичних моделей, які дозволять отримати якісні та кількісні показники такого способу регулювання на українських ТЕС.

Аналіз останніх досліджень. Технологічна схема ТЕС має свої особливості, що полягають у великій кількості складних гідравлічних мереж та допоміжних відцентрових механізмів – насосів, компресорів та вентиляторів. Підтримка необхідних параметрів в мережі досягається різними схемами з'єднання відцентрових механізмів [2].

Для оцінки ефективності роботи механізмів власних потреб необхідно побудувати якісні математичні моделі роботи відцентрових механізмів на мережу. Авторами досліджується можливість впровадження групового регулювання механізмами власних потреб ТЕС [3]. Аналіз літературних джерел свідчить, що групове регулювання часто використовується у різних галузях промисловості [4 – 6]. В енергетичній галузі такий спосіб регулювання не є досить поширеним, а тому дослідження можливості його впровадження є актуальною задачею.

Для оцінки ефективності різних способів регулювання продуктивності необхідно розробити *математичну модель* ВМ. Вихідними даними для такої моделі можуть слугувати паспортні дані устаткування та режими його роботи. На сьогодні, запропонована велика кількість математичних моделей відцентрових механізмів, які основані на різних принципах. Так, часто пропонується використовувати закони подібності відцентрових машин, для перерахунку їх характеристик на різних навантаженнях [7].

Найпростіші математичні моделі відцентрових механізмів, які можна використовувати для аналізу ефективності їх роботи, базуються на *апроксимації паспортних характеристик* [8 – 10]. Лінійна апроксимація [9] має досить малу зону високої точності математичної моделі. Більш поширені моделі отримані із використанням методу найменших квадратів для побудови характеристик відцентрових механізмів [1]. Математичні моделі більш високої якості базуються на *законах термодинаміки* [11]. Задача знаходження управління часто включає і *метод розбиття механізмів на групи* по апріорі відомим прикметам, або визначенням його в складі параметрів управління.

Побудова математичних моделей роботи складних гідравлічних мереж проводиться на основі *законів Кірхгофа* відносно контурних напорів та вузлових продуктивностей (витрат) у відповідності до електро-гідравлічної аналогії [12]. Тоді робота гідравлічної мережі забезпечення на мережу навантаження описується *системами нелінійних рівнянь* відносно продуктивностей в контурах. Більш прості гідравлічні мережі, що складаються з одного відцентрового механізму та мережі навантаження, можна описати *рівнянням стану* [3].

Постановка задачі. Нехай стан кожного з механізмів тракту котла описується рівнянням напірної характеристики, показником ефективності (ККД)

$$\begin{cases} H = H_i(Q_i, \bar{U}_i); \\ \eta = \eta_i(Q_i, \bar{U}_i), \end{cases} \quad (1)$$

де $i = 1 \dots N$; N – кількість механізмів; Q_i – продуктивність механізму; \bar{U}_i – вектор параметрів керування (наприклад, складається з кута відкриття направляючого апарату та частоти живильної напруги).

Важливим показником роботи механізму є величина потужності, яку він споживає:

$$P = P_i(Q_i, H_i, \eta_i).$$

При аналізі роботи мережі із багатьма відцентровими механізмами доцільно їх об'єднати в групи (чи групу). Після чого будується еквівалентна напірна характеристика та функція ефективності, що залежить від графу з'єднання механізмів у тракту, яка матиме вигляд:

$$\begin{cases} H = H_{екв}(\bar{Q}, \bar{U}); \\ \eta = \eta_{екв}(\bar{Q}, \bar{U}), \end{cases} \quad (2)$$

де $\bar{Q} = (Q_1, Q_2, \dots, Q_N)$ – вектор продуктивностей механізмів; $\bar{U} = (\bar{U}_1, \bar{U}_2, \dots, \bar{U}_N)$ – вектор параметрів керу-

вання механізмами.

Напишемо характеристику мережі навантаження у вигляді:

$$H = H_c(Q, \xi),$$

де ξ – коефіцієнт опору трубопроводу.

Багатогрупове з'єднання в тракці передбачає попереднє розбиття множини механізмів на групи, для кожної з яких визначається свій набір характеристик (2).

Тоді роботу механізмів на мережу можна описати рівнянням:

$$H_{екв}(\vec{Q}, \vec{U}) = H_c(Q, \xi). \quad (3)$$

Сукупність параметрів керування повинна задовольняти технічним обмеженням, якими можуть бути діапазони регулювання частоти живильної напруги, кута відкриття направляючого апарату

$$F(\vec{U}) \leq 0. \quad (4)$$

Додаткові умови за продуктивностями або напорами залежать від способів з'єднання механізмів і визначаються при побудові рівняння стану системи.

Складність технологічної схеми ТЕС призводить до використання складних, розгалужених гідравлічних мереж (трактів) з різними схемами вмикання відцентрових механізмів (рис. 1). Так, прикладом послідовного з'єднання відцентрових механізмів можуть слугувати насосні станції першого та другого підйому (рис. 1, а). Паралельне з'єднання відцентрових механізмів використовують з метою збільшення результуючої продуктивності, або в схемах з резервуванням устаткування (рис. 1, б). Прикладом такої конфігурації можуть бути джутові вентилятори, димососи, циркуляційні або насоси конденсаторів. Більш складні – змішані схеми з'єднання відцентрових механізмів – використовують у гідравлічних мережах цеху водопідготовки або паливоприготування (рис. 1, в, г).

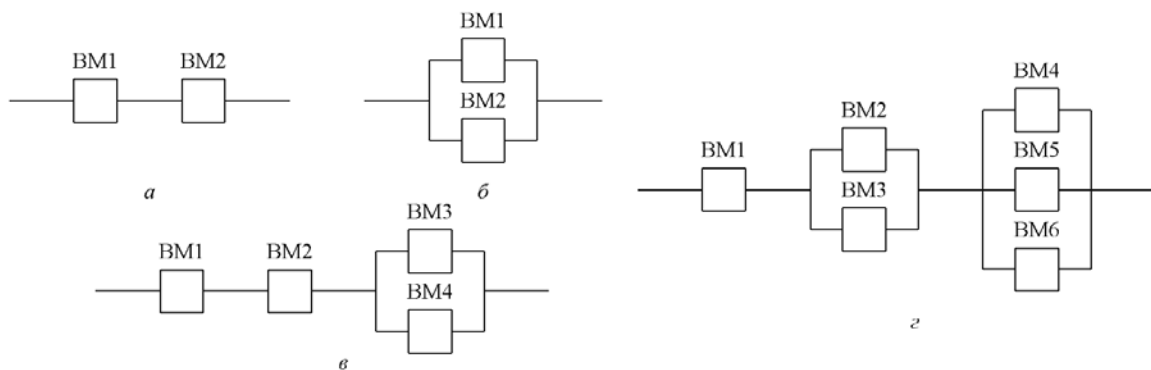


Рис. 1 – Схеми з'єднання відцентрових механізмів в групі:
а – послідовне; б – паралельне; в – змішане; г – складна схема.

Розглянемо різні способи з'єднання механізмів гідравлічних мережах ТЕС, й наведемо рівняння еквівалентного стану таких схем. При *послідовному з'єднанні* (рис. 1, а) двох відцентрових механізмів маємо наступні співвідношення:

$$\begin{aligned} H &= H_{екв}(Q_1, Q_2, \vec{U}_1, \vec{U}_2) = H_1(Q_1, \vec{U}_1) + H_2(Q_2, \vec{U}_2); \\ Q_1 &= Q_2 = Q; \\ \eta &= \eta_1(Q_1, \vec{U}_1); \quad \eta = \eta_2(Q_2, \vec{U}_2). \end{aligned}$$

Із задачі роботи на мережу

$$H_{екв}(Q_1, Q_2, \vec{U}_1, \vec{U}_2) = H_c(Q, \xi),$$

знайдемо

$$Q = Q(\vec{U}_1, \vec{U}_2). \quad (5)$$

Виразимо функцію якості у вигляді середньозваженого коефіцієнта корисної дії (ККД):

$$\eta_{екв1}(Q_1, Q_2, \vec{U}_1, \vec{U}_2) = \frac{\eta_1(Q_1, \vec{U}_1)P_1(Q_1, \vec{U}_1) + \eta_2(Q_2, \vec{U}_2)P_2(Q_2, \vec{U}_2)}{P_1(Q_1, \vec{U}_1) + P_2(Q_2, \vec{U}_2)}.$$

Після підстановки (5) отримаємо функцію якості в залежності від керування:

$$\eta_{екв1} = \eta_{екв1}(\vec{U}_1, \vec{U}_2), \quad (6)$$

для якої формується задача пошуку ефективного керування $\vec{U} = (\vec{U}_1, \vec{U}_2)$, що задовольняє обмеженням (4), мак-

симізуючи функцію (6)

$$\max_{\bar{U} \in F(\bar{U}) \leq 0} \eta_{екв1}(\bar{U}). \quad (7)$$

При паралельному з'єднанні (рис. 1, б) маємо еквівалентну функцію стану:

$$H_{екв} = \begin{cases} H_1(Q_1, \bar{U}_1); \\ H_2(Q_2, \bar{U}_2), \end{cases}$$

а рівняння роботи механізмів на мережу має вигляд:

$$\begin{cases} H_1(Q_1, \bar{U}_1) = H_c(Q, \xi); \\ H_2(Q_2, \bar{U}_2) = H_c(Q, \xi); \\ Q_1 + Q_2 = Q. \end{cases} \quad (8)$$

Із (8) знайдемо

$$Q = Q_1(\bar{U}_1, \bar{U}_2); \quad Q = Q_2(\bar{U}_1, \bar{U}_2).$$

Скориставшись розв'язком, отримаємо функцію якості у вигляді:

$$\eta_{екв2}(Q_1, Q_2, \bar{U}_1, \bar{U}_2) = \frac{\eta_1(Q_1, \bar{U}_1)P_1(Q_1, \bar{U}_1) + \eta_2(Q_2, \bar{U}_2)P_2(Q_2, \bar{U}_2)}{P_1(Q_1, \bar{U}_1) + P_2(Q_2, \bar{U}_2)},$$

і задачу

$$\max_{\bar{U} \in F(\bar{U}) \leq 0} \eta_{екв2}(\bar{U}). \quad (9)$$

У випадку змішаного з'єднання (рис. 1, в) чотирьох механізмів з заданими напірними характеристиками та функціями якості для $N = 4$ маємо рівняння роботи на мережу:

$$\begin{cases} H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_2(Q_2, \bar{U}_2) + H_4(Q_4, \bar{U}_4) = H_c(Q, \xi); \\ H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_2(Q_2, \bar{U}_2) + H_3(Q_3, \bar{U}_3) = H_c(Q, \xi); \\ Q = Q_1 = Q_2 = Q_3 + Q_4. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши рівняння (10), отримаємо:

$$Q = Q_i(\bar{U}_1, \bar{U}_2, \bar{U}_3, \bar{U}_4), \quad i = 1, 2, 3, 4.$$

Для змішаного з'єднання чотирьох відцентрових механізмів функція якості матиме вигляд:

$$\eta_{екв3}(Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, \bar{U}_1, \bar{U}_2, \bar{U}_3, \bar{U}_4) = \frac{\sum_{i=1}^4 \eta_i(Q_i, \bar{U}_i)P_i(Q_i, \bar{U}_i)}{\sum_{i=1}^4 P_i(Q_i, \bar{U}_i)}.$$

Задача пошуку керування відцентровими механізмами при змішаному їх з'єднанні матиме вигляд:

$$\max_{\bar{U} \in F(\bar{U}) \leq 0} \eta_{екв3}(\bar{U}). \quad (11)$$

Для побудови рівняння стану групи відцентрових механізмів на мережу з більш складною розгалуженою схемою використовують закони Кірхгофа. Невідомими є витрати через гілки, по яким можна буде розрахувати витрати напорів. Число невідомих приймається за числом гілок схеми, що розглядається.

Число рівнянь по першому закону Кірхгофа:

$$m_I = m_g - 1,$$

де m_g – кількість вузлів складної гідравлічної схеми.

Число рівнянь по другому закону Кірхгофа:

$$m_{II} = m_g - m_e + 1,$$

де m_e – кількість гілок складної гідравлічної схеми.

Розглянемо складну гідравлічну мережу, представлену на рис. 1, г. Така схема підключень має 3 вузли та 6 гілок, а тому необхідно скласти систему з 6 рівнянь, два з яких на основі I закону Кірхгофа, та 4 на основі II закону Кірхгофа.

Система рівнянь, що описують роботу складної гідравлічної системи, матиме вигляд:

$$\begin{cases} H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_2(Q_2, \bar{U}_2) + H_4(Q_4, \bar{U}_4) = H_c(Q_1, \xi); \\ H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_2(Q_2, \bar{U}_2) + H_5(Q_5, \bar{U}_5) = H_c(Q_1, \xi); \\ H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_2(Q_2, \bar{U}_2) + H_6(Q_6, \bar{U}_6) = H_c(Q_1, \xi); \\ H_1(Q_1, \bar{U}_1) + H_3(Q_3, \bar{U}_3) + H_4(Q_4, \bar{U}_4) = H_c(Q_1, \xi); \\ Q_1 = Q_2 + Q_3; \\ Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6, \end{cases}$$

розв'язком якої буде

$$Q = Q_i(\bar{U}_1, \bar{U}_2, \bar{U}_3, \bar{U}_4, \bar{U}_5, \bar{U}_6), \quad i=1, 2, 3, 4, 5, 6,$$

а функція якості набуде вигляду:

$$\eta_{екв4}(Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6, \bar{U}_1, \bar{U}_2, \bar{U}_3, \bar{U}_4, \bar{U}_5, \bar{U}_6) = \frac{\sum_{i=1}^6 \eta_i(Q_i, \bar{U}_i) P_i(Q_i, \bar{U}_i)}{\sum_{i=1}^6 P_i(Q_i, \bar{U}_i)}.$$

Задача пошуку керування відцентровими механізмами для складної гідравлічної мережі матиме вигляд:

$$\max_{\bar{U} \in F(\bar{U}) \leq 0} \eta_{екв4}(\bar{U}). \quad (12)$$

Визначення оптимальних параметрів керування. Група механізмів може складатися як з одного, так і з декількох відцентрових механізмів, а тому необхідно мати чіткий алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування даним механізмом. Для побудови такого алгоритму необхідно визначити співвідношення, які описують роботу відцентрових механізмів в мережі.

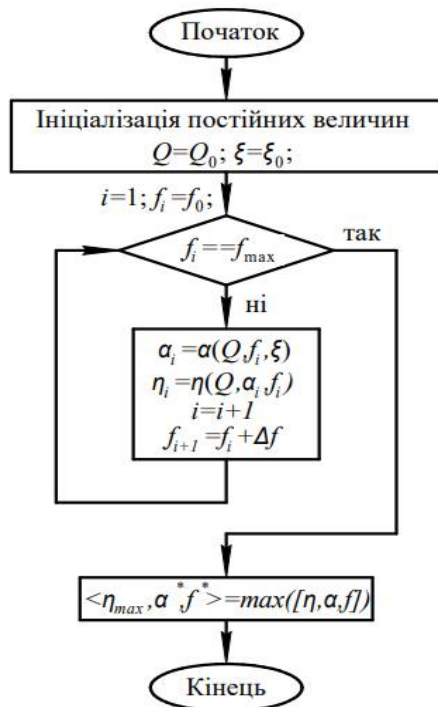


Рис. 2 – Алгоритм визначення оптимальних параметрів керування відцентровим механізмом.

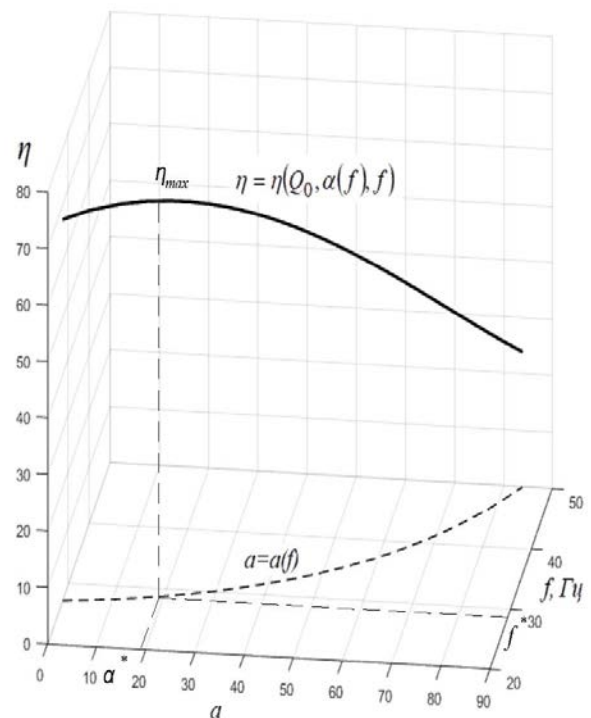


Рис. 3 – Приклад знаходження оптимальних параметрів керування дугтьовим вентилятором ВДН-17-3.

Дослідження задач оптимізації (7), (9), (11), (12) ґрунтується на переборі параметрів керування відцентровим механізмом, та визначенні такого набору α, f, ξ , при якому ККД механізму прийме максимальне значення. Алгоритм визначення оптимального ККД показано на рис. 2. Перебір відбувається за частотою живильної напруги f . Початковим значенням є мінімально допустима частота живильної напруги f , що допускає частотний перетворювач.

Будемо змінювати частоту живильної напруги в циклі з кроком Δf , поки значення частоти не досягне мак-

симально можливого. На кожному кроці в наслідок розв’язання рівняння (3) визначається кут відкриття направляючого апарату.

Після закінчення циклу розрахунків визначається трійка значень $\langle \eta_{\max}, \alpha^*, f^* \rangle$ – що визначає максимальне значення ККД та оптимальні параметри керування. На рис. 3 представлені графіки функції ККД механізму при заданій його продуктивності, та графік кута відкриття при різних значеннях частоти.

З рис. 3 видно, що для одного значення продуктивності, з якою працює відцентровий механізм, є чітка залежність між частотою живильної напруги та кутом відкриття направляючого апарату, а тому однозначно можна знайти одне значення максимального ККД.

На рис. 4 показаний алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування групою з двох паралельно працюючих відцентрових механізмів. Даний алгоритм побудований на основі перебору параметрів керування відцентровими механізмами з урахуванням умов паралельної їх роботи. Умовою паралельної роботи відцентрових механізмів є рівність їх напорів, при цьому загальна продуктивність механізмів є сумою їх продуктивностей [2].

На рис. 5 показаний алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування групою з двох послідовно працюючих відцентрових механізмів. Даний алгоритм побудований на основі перебору параметрів керування відцентровими механізмами з урахуванням умов послідовної їх роботи. Умовою послідовної роботи відцентрових механізмів є рівність їх продуктивностей, при цьому загальний напір, створений такою схемою з’єднання, є сумою напорів механізмів [2].

Математична модель функціонування групи відцентрових механізмів, що забезпечують роботу парового енергетичного котла. Характерним прикладом складної гідравлічної системи є водяний та газоповітряний тракти парового енергетичного котла, еквівалентна схема якого показана на рис. 6 [1, 13].

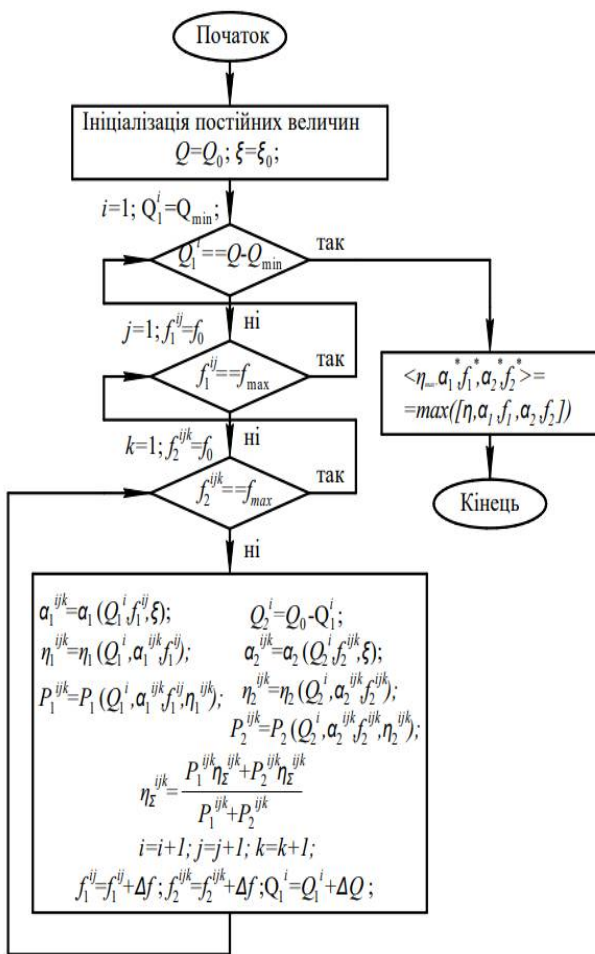


Рис. 4 – Алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування групою паралельно працюючих відцентрових механізмів.

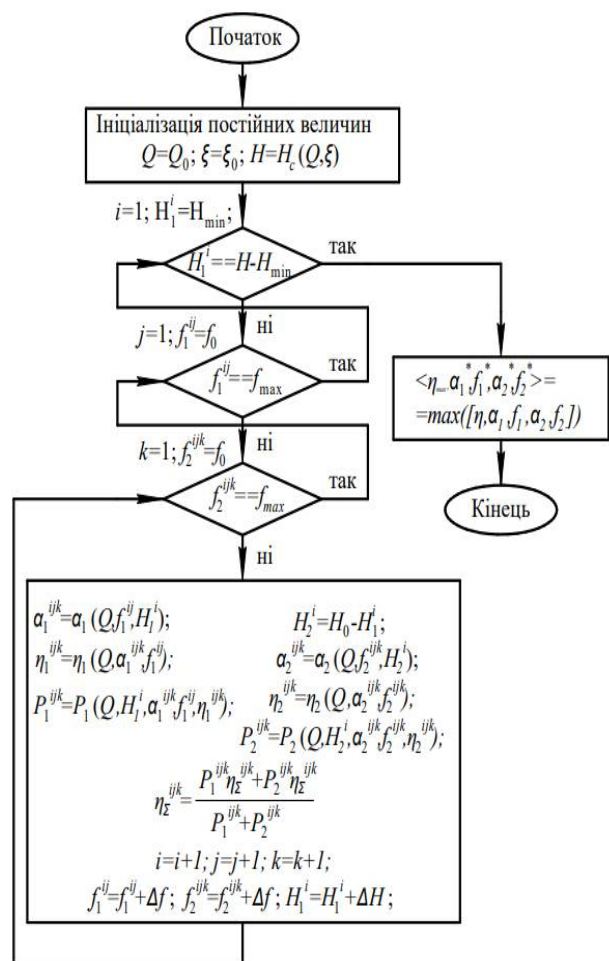


Рис. 5 – Алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування групою послідовно працюючих відцентрових механізмів.

Математична модель функціонування парового енергетичного котла описана у [1, 13] і має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{\Gamma} = c_1 Q_K - c_2; \\ Q_{ЖВ} = Q_K + Q_{ПР}; \\ Q_5 = Q_{ЖВ}; \\ Q_B = Q_{\Gamma} V_B^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ВП}) \frac{t_{xв} + 273}{273}; \\ Q_B = Q_1 + Q_2; \\ H_5(Q_5, f_5) = H_{ЖТ}(Q_5); \\ H_{12}(Q_B, \vec{\alpha}, \vec{f}) = H_{сВТ}(Q_B) - H_T; \\ Q_{\УГ} = Q_{\Gamma} (V_{\УГ} + \Delta\alpha V_B^0) \frac{\vartheta_D + 273}{273}; \\ H_{34}(Q_{\УГ}, \vec{\alpha}, \vec{f}) = H_{сГТ}(Q_{\УГ}) + H_T; \\ Q_{\УГ} = Q_3 + Q_4, \end{array} \right. \quad (13)$$

де V_B^0 – теоретично необхідна для горіння кількість повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$; α_T – коефіцієнт надлишку повітря в топці котла; $\Delta\alpha_T$ – присоси повітря в топці котла та газоходах; $\Delta\alpha_{ВП}$ – відносні втрати повітря в пристрої його підігрівання; $t_{xв}$ – температура холодного повітря перед дуттьовим вентилятором, $^{\circ}\text{C}$; $V_{\УГ}$ – об’єм продуктів згорання 1 м^3 палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $\Delta\alpha$ – присоси повітря в газоході та топці котла; ϑ_D – температура продуктів згорання (газів) перед димососом, $^{\circ}\text{C}$; $H_{сВТ}(Q_B) = \xi_{сВТ} Q_B^2$ – напірна характеристика повітряного тракту; $H_{сГТ}(Q_{\УГ}) = \xi_{сГТ} Q_{\УГ}^2$ – напірна характеристика газового тракту; $H_{ЖТ}(Q_5) = \xi_{ЖТ} Q_5^2$ – напірна характеристика живильного тракту; H_T – розрідження в топці парового котла, Па; $\xi_{сВТ}$ – еквівалентний гідравлічний опір повітряного тракту; $\xi_{сГТ}$ – еквівалентний гідравлічний опір газового тракту; $\xi_{ЖТ}$ – еквівалентний гідравлічний опір живильного тракту.

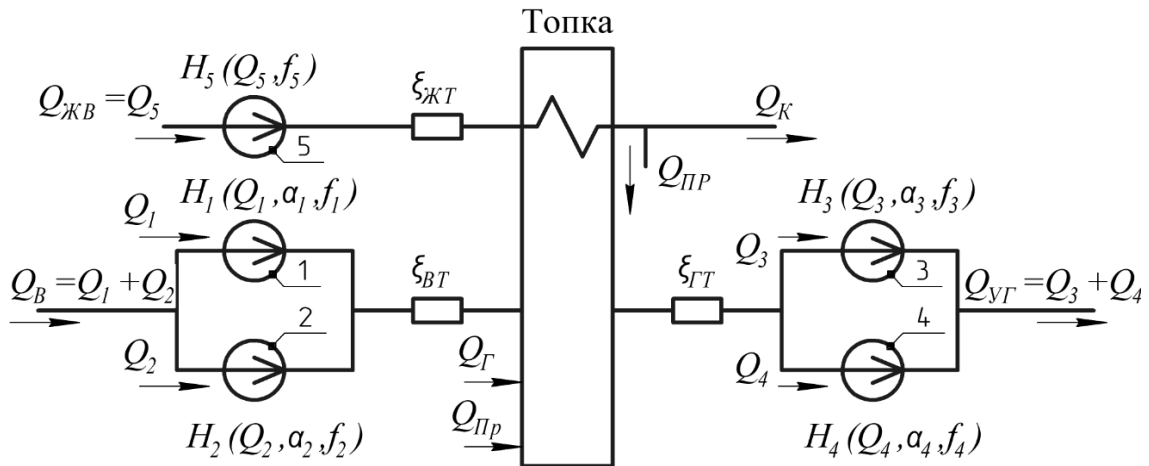


Рис. 6 – Структурна схема парового енергетичного котла MANN-120: 1, 2 – дуттьові вентилятори; 3, 4 – димососи; 5 – живильний насос; Q_B – необхідні витрати повітря для ефективного спалювання об’єму газу Q_{Γ} ;

$Q_{\УГ}$ – витрати продуктів згорання, які утворюються в наслідок процесу горіння палива та присосів повітря через нещільності в корпусі котла $Q_{ПР}$; $\xi_{сВТ}$, $\xi_{сГТ}$ – еквівалентні гідравлічні опори повітряної та газової частини тракту; Q_K – паропродуктивність котла; $Q_{ПР}$ – витрати живильної води на продуквку; $Q_{ЖВ}$ – необхідні витрати живильної води; $\xi_{ЖТ}$ – еквівалентний гідравлічний опір живильного тракту; Q_i , де $i = 1 \dots 5$ – продуктивності ВМ.

Для розв’язання даної системи необхідно задати паропродуктивність парового енергетичного котла – Q_K . Коефіцієнти V_{OB} , α_T , $\Delta\alpha_T$, $\Delta\alpha_{ВП}$, $t_{xв}$, $V_{\УГ}$, $Q_{ПР}$, $\Delta\alpha$, ϑ_D , H_T , $\xi_{сВТ}$, $\xi_{сГТ}$, $\xi_{ЖТ}$ є сталими, й визначаються з паспортних, проектних або довідникових матеріалів. Невідомими є продуктивності відцентрових механізмів – Q_i , та параметри керування ними – α_i , f_j , де $i = 1 \dots 4$, $j = 1 \dots 5$.

Перетворимо систему рівнянь (13) до вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_5 - Q_K - Q_{PP} = 0; \\ H_5(Q_5, f_5) - H_{cЖТ}(Q_5) = 0; \\ Q_1 + Q_2 - (c_1 Q_K - c_2) V_B^0 (\alpha_T - \Delta \alpha_T + \Delta \alpha_{ВП}) \frac{t_{х6} + 273}{273} = 0; \\ H_{12} \left(Q_1 + Q_2, \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \end{pmatrix} \right) - H_{cBT}(Q_1 + Q_2) + H_T = 0; \\ Q_3 + Q_4 - (c_1 Q_K - c_2) (V_{VT} + \Delta \alpha V_B^0) \frac{\vartheta_D + 273}{273} = 0; \\ H_{34} \left(Q_3 + Q_4, \begin{pmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} f_3 \\ f_4 \end{pmatrix} \right) - H_{cГТ}(Q_3 + Q_4) - H_T = 0. \end{array} \right. \quad (14)$$

У векторному вигляді система рівнянь (14) матиме вигляд:

$$\bar{\Omega}(\bar{Q}, \bar{\alpha}, \bar{f}) = 0,$$

де $\bar{Q} = (Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5)$; $\bar{\alpha} = (\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4)$; $\bar{f} = (f_1, f_2, f_3, f_4, f_5)$.

Задачу знаходження оптимальних параметрів керування групою відцентрових механізмів запишемо у вигляді:

$$\max_{\substack{\alpha \in A, f \in F \\ \bar{\Omega}(\bar{Q}, \bar{\alpha}, \bar{f}) = 0}} \frac{\sum_{i=1}^5 \eta_i(Q_i, \alpha_i, f_i) P_i(Q_i, \alpha_i, f_i)}{\sum_{i=1}^5 P_i(Q_i, \alpha_i, f_i)}, \quad (15)$$

де $A = (\alpha_1 \in A_1, \alpha_2 \in A_2, \alpha_3 \in A_3, \alpha_4 \in A_4, \alpha_5 \in A_5)$ – обмеження по куту відкриття направляючого апарату;

$F = (f_1 \in F_1, f_2 \in F_2, f_3 \in F_3, f_4 \in F_4, f_5 \in F_5)$ – обмеження по частоті живильної напруги.

Для побудови алгоритму знаходження ефективних параметрів керування відцентровими механізмами парового енергетичного котла побудуємо розрахункову схему, що показана на рис. 7. На основі експертної оцінки відцентрові механізми, що забезпечують роботу парового котла, були поділені на 3 групи. До групи 1 віднесено живильний насос, до групи 2 віднесено дуттьові вентилятори, а до 3 групи – димососи.

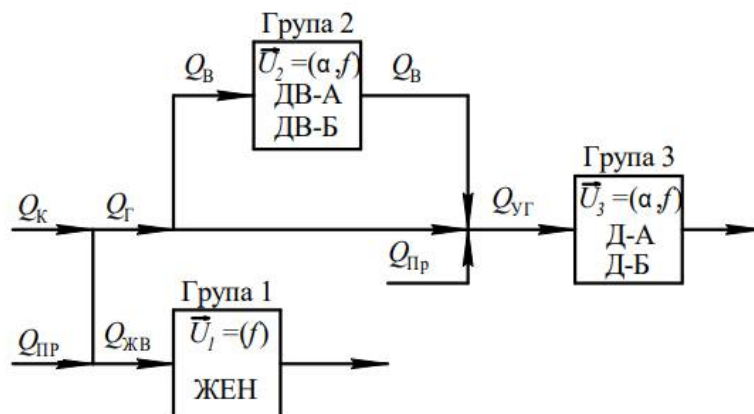


Рис. 7 – Схема підключень відцентрових механізмів.

На основі співвідношень (13) для схеми (рис. 7) побудуємо алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування відцентровими механізмами котла – рис. 8.

Використання різних способів регулювання в розглянутих алгоритмах дають можливість врахування додаткових обмежень. Так, при аналізі класичних способів регулювання фіксується частота живильної напруги на рівні 50 Гц. При індивідуальному частотному приводі застосовуються алгоритми без змін. При аналізі групового керування фіксується частота живильної напруги групи механізмів.

Приклад розв'язання задачі знаходження оптимальних параметрів керування групою механізмів власних потреб котла ТЕС. Розглянемо роботу котла MANN-120. Для забезпечення нормальної роботи котла використовуються живильний насос Voice-Zonne, два дуттьових вентилятора ВДН-17-3 та два димососи ДН-23.

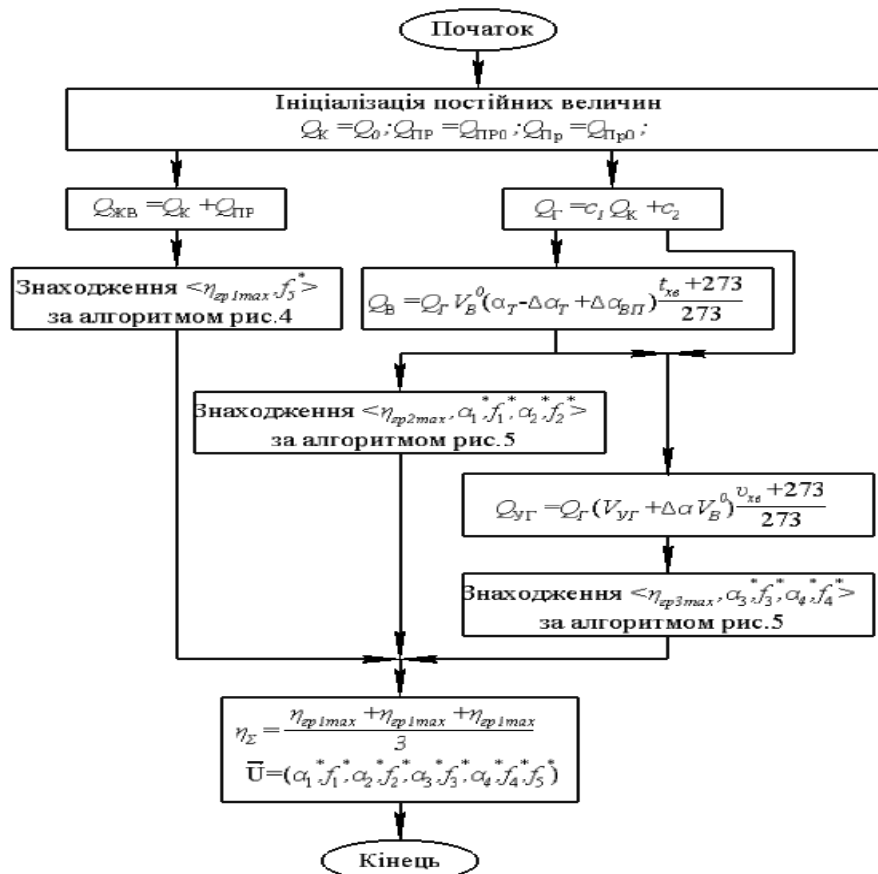


Рис.8 – Алгоритм знаходження оптимальних параметрів керування відцентровими механізмами котла.

Скориставшись методом найменших квадратів, запишемо для даних механізмів вирази (1) у вигляді:
– дуттьовий вентилятор ВДН-17-3:

$$H_{ДВ}(Q, \alpha, f) = 0,108f^2 + 0,00134\alpha f^2 + 0,049 \cdot 10^{-3} Qf - 0,0013 \cdot 10^{-3} \alpha Qf - 0,00002\alpha^2 f^2 - 0,0432 \cdot 10^{-6} Q^2;$$

$$\eta_{ДВ}(Q, \alpha, f) = 11,084 + 1,283\alpha + 136,203 \cdot 10^{-3} Qf^{-1} - 1,189 \cdot 10^{-3} \alpha Qf^{-1} - 0,0112\alpha^2 - 60,485 \cdot 10^{-6} Q^2 f^{-2};$$

– димосос ДН-23:

$$H_{Д}(Q, \alpha, f) = 0,0676f^2 + 0,00341\alpha f^2 + 0,0371 \cdot 10^{-3} Qf - 0,0014 \cdot 10^{-3} \alpha Qf - 0,000034\alpha^2 f^2 - 0,00353 \cdot 10^{-6} Q^2;$$

$$\eta_{Д}(Q, \alpha, f) = 13,027 + 1,647\alpha + 47,895 \cdot 10^{-3} Qf^{-1} - 0,536 \cdot 10^{-3} \alpha Qf^{-1} - 0,0175\alpha^2 - 10,064 \cdot 10^{-6} Q^2 f^{-2};$$

– живильний насос:

$$H_5(Q, f) = 0,0619f^2 - 0,0034Qf - 0,0011Q^2;$$

$$\eta_5(Q, f) = 2,1 + 59,645Qf^{-1} - 15,5Q^2 f^{-2}.$$

Задачу (15) було розв'язано для різних продуктивностей парового енергетичного котла, в діапазоні 60 – 120 т/год. Згідно з експлуатаційною документацією котла, для забезпечення нормальної його роботи в діапазоні продуктивностей 60 – 85 т/год в роботі задіяні по одному дуттьовому вентилятору та димососу, а при продуктивностях 85 – 120 т/год – по два. Оцінювалися різні способи регулювання продуктивності відцентрових механізмів, а саме індивідуальний частотний привід, групове регулювання продуктивності та класичні способи регулювання – дроселювання та зміна кута відкриття направляючого апарату. Ефективність різних способів регулювання показана на рис. 9.

Як видно з рис. 9, найбільш ефективним способом регулювання продуктивності відцентрових механізмів є використання індивідуального частотного привиду, оскільки при ньому досягається максимальна ефективність роботи устаткування. Проте, групове регулювання також має свої переваги та значну ефективність. Використання класичних способів регулювання не є доцільним, оскільки має низьку ефективність.

Розглянуті математичні моделі було застосовано для аналізу можливості впровадження групового регулювання продуктивності на Харківській ТЕЦ-3. Для цього був проведений аналіз роботи парового енергетичного котла в типовий літній місяць. Результати математичного моделювання режимів роботи котла показали, що доцільно використовувати наступні способи регулювання продуктивності відцентрових механізмів, що забезпечують роботу парового енергетичного котла № 5:

– використання індивідуального частотного привиду для живильного насоса № 8;

– використання групового способу регулювання продуктивності механізмів газо-повітряного тракту котла високого тиску К-5.

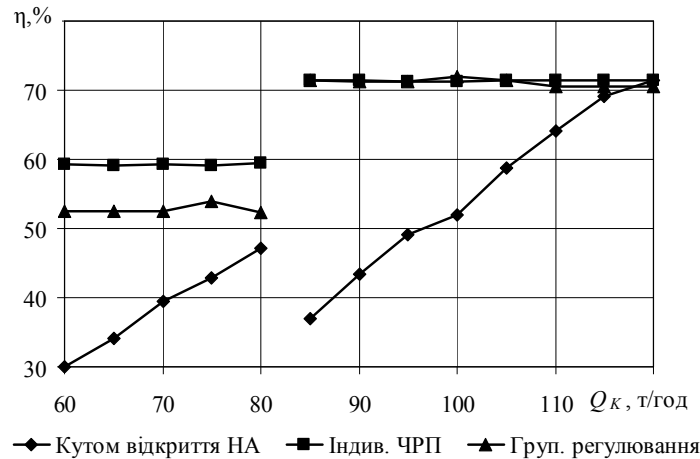


Рис. 9 – Ефективність різних способів регулювання продуктивності відцентрових механізмів, що забезпечують роботу парового енергетичного котла.

На рис. 10 показані порівняльні графіки по споживанню електричної енергії на власні потреби при впровадженні енергоефективних способів регулювання продуктивності механізмів власних потреб котла К-5. Верхня крива показує споживання електричної енергії на власні потреби при використанні класичних способів регулювання продуктивності відцентрових механізмів, а нижня крива показує змодельоване споживання електричної енергії при використанні енергоефективних способів регулювання. Очікуваний ефект зменшення споживання електричної енергії від впровадження таких заходів в типовий літній місяць складає 269336,9 кВт·год, що відповідає зниженню загального споживання електричної енергії на власні потреби станції у розмірі 10,69%.

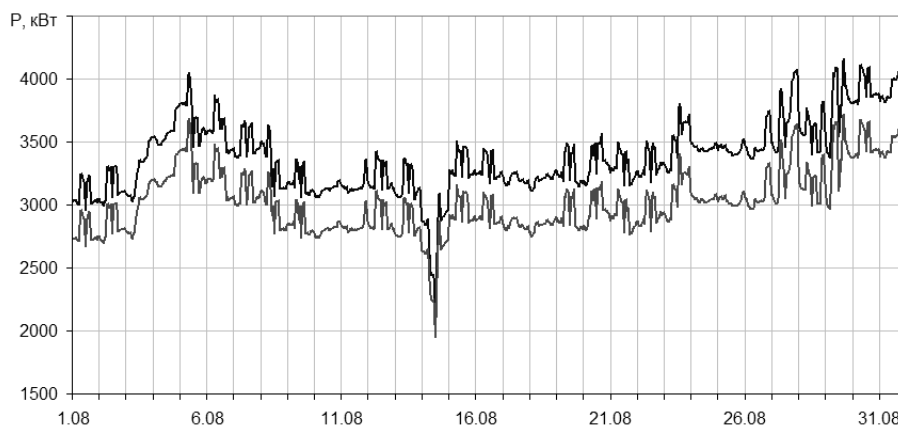


Рис. 10 – Споживання електричної енергії на власні потреби при різних енергоефективних заходах для ТЕЦ.

Значний ефект енергозбереження дає використання індивідуального частотного приводу для живильних насосів ТЕЦ. Перевагою є те, що при впровадженні такого способу регулювання продуктивності живильний насос працює в зоні максимального ККД, а, оскільки живильні насоси є найбільш потужними споживачами електричної енергії в системах власних потреб теплових електричних станцій, використання даного способу регулювання продуктивності значно зменшують споживання електричної енергії на власні потреби.

На рис. 11 показані порівняльні графіки по споживанню електричної енергії живильним насосом ЖЕН-8 парового енергетичного котла К-5. Верхня крива – споживання електричної енергії при дроселюванні, нижня – при використанні індивідуального частотного приводу. Очікуваний ефект зменшення споживання електричної енергії від впровадження індивідуального частотного приводу для живильного котла ЖЕН-8 в типовий літній місяць складає 58204,1 кВт·год, що відповідає зниженню споживання електричної енергії живильним насосом на 15,23%.

Як показано вище, близькість характеристик та режимів роботи дуттьових вентиляторів та димососів дає змогу впровадження групового регулювання їх продуктивності. На рис. 12 показані порівняльні графіки по споживанню електричної енергії механізмами газоповітряного тракту парового енергетичного котла К-5. Верхня крива – при використанні регулювання за допомогою зміни кута відкриття направляючого механізму, нижня – при використанні групового регулювання продуктивності. Очікуваний ефект зменшення споживання електричної енергії від впровадження групового регулювання продуктивності механізмів газо-повітряного тракту котла К-5 в типовий літній місяць складає 211132,8 кВт·год, що відповідає зниженню споживання електричної енергії тяго-дуттьовими механізмами на 72,68%.

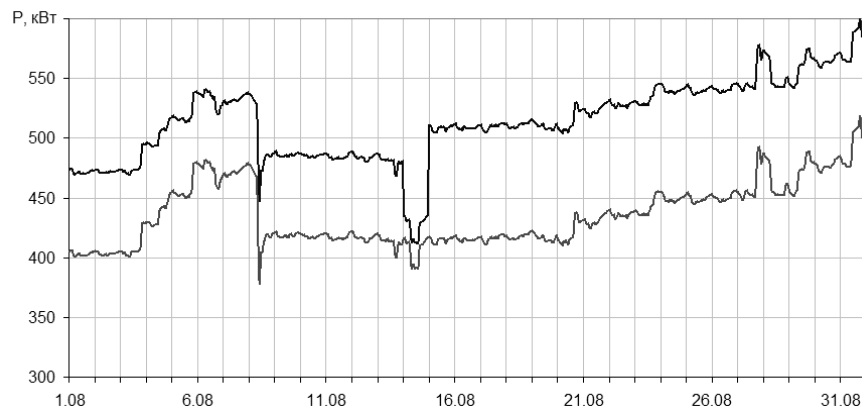


Рис. 11 – Споживання електричної енергії живильним насосом ЖЕН-8 при дроселюванні та індивідуальному частотному приводі.

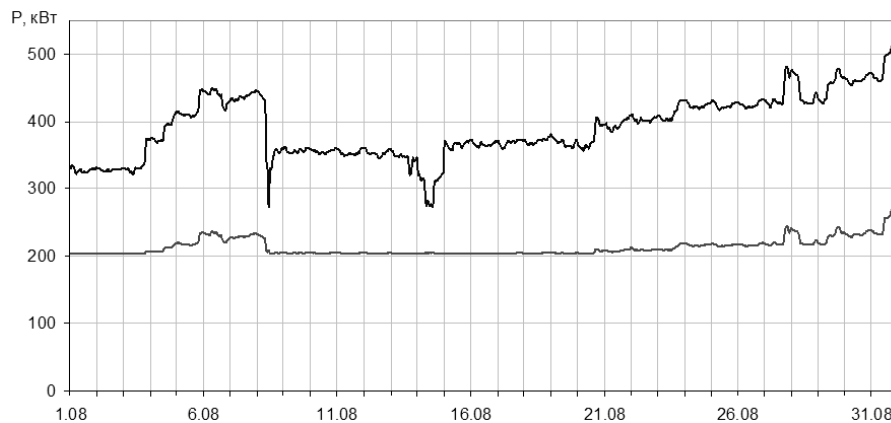


Рис. 12 – Споживання електричної енергії механізмами газо-повітряного тракту котла К-5 при груповому та змінію кута направляючого апарату регулюванні їх продуктивності.

Висновки. В роботі був проведений аналіз застосування математичних моделей відцентрових механізмів при оцінці ефективності різних способів регулювання відцентрових механізмів, що забезпечують роботу парового енергетичного котла ТЕС. Приведені алгоритми чисельних методів розв'язання задачі знаходження оптимальних параметрів керування відцентровими механізмами, які з'єднані в газогідравлічному тракті різними способами.

Результати математичного моделювання свідчать, що використання групового регулювання для приводу дуттьових механізмів парового енергетичного котла є ефективним і може дати значний ефект економії електричної енергії, що споживається ними. Для живильних насосів доцільніше використовувати індивідуальний частотний привід.

Список літератури

1. Vanin V., Lasurenko O., Kruhol M. Assessment of group regulation feasibility in thermal power plant auxiliaries capacity control // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – № 6 (8 (108)). – P. 45 – 53. doi DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.218586>.
2. Kruhol M., Lasurenko O., Vanin V., Tomashevskiy R. An Algebraic Model of Gas-Hydraulic Network of Mechanisms with Electric Drive in the Problem of Thermal Power Plant Auxiliaries Optimization // IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek). – 2020. doi: 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250085.
3. Ванін В. А., Кругол Н. М., Лазуренко А. П. Математические модели систем обеспечения работы котлоагрегата ТЭС в задаче повышения его энергоэффективности // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2019. – № 8 (1333). – С. 41 – 48.
4. Iyer J., Tabarraee K., Chiniforoosh S., Jatskevich J. An improved V/F control scheme for symmetric load sharing of multi-machine induction motor drives // 2011 24th Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering (CCECE). – 2011. doi:10.1109/ccece.2011.6030711.
5. Jęfienic B., Bebic M., Statkic S. Controlled multi-motor drives. International Symposium on Power Electronics // Electrical Drives, Automation and Motion. – 2006. SPEEDAM 2006. doi:10.1109/speedam.2006.1649985.
6. Mitrovic N., Kostic V., Petronijevic M., Jęfienic B. Multi-Motor Drives for Crane Application // Advances in Electrical and Computer Engineering. – 2009. – vol. 9. – no. 3. – P. 57 – 62. doi: 10.4316/AECE.2009.03011.
7. Rajashekar P. Mandi, Yaragatti Udaykumar R. Enhancing energy efficiency of Induced Draft Fans in Thermal Power Plants // Proceedings of the Eighth IASTED International Conference Power and Energy Systems (EuroPES 2008). – Corfu, Greece, June 23 – 25 2008. – pp. 176 – 182. – paper No.608-069.
8. Каноюк Г. И., Мезеря А. Ю., Лантинов И. П. Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 12 (1055). – С. 90 – 97.
9. Carlson R. The correct method of calculating energy savings to justify adjustable-frequency drives on pumps // IEEE Transactions on Industry Applications. – 2000. – № 36(6). – P. 1725 – 1733. doi:10.1109/28.887227.
10. Mrzljak V., Blecich P., Anđelić N., Lorencin I. Energy and Exergy Analyses of Forced Draft Fan for Marine Steam Propulsion System during

Load Change // Journal of Marine Science and Engineering. – 2019. – № 7(11). – 381. doi:10.3390/jmse7110381.

11. Wang Shuping, Ye Jiantao, Li Wei, Du Xiaofeng, Chen Zinian. Energy efficiency evaluation investigation on high voltage inverter retrofit for fans and pumps in power plants. – Paris, France, 2012. – Режим доступу : https://icgreindia.org/CIGRE%20Lib/Cigre%20Pairis%202012/A1/A1_203_2012.pdf. – Дата звернення : 05 жовтня 2020.
12. Kitayceva E. Methods and algorithms for increasing the speed of computing processes for calculating hydraulic networks // Construction and Architecture. – 2019. – № 7(3). – P. 55 – 61. doi:10.29039/2308-0191-2019-7-3-55-61.
13. Ванін В. А., Ванін Б. В., Кругол Н. М. Математическое моделирование режимов регулирования газозвоздушного тракта котла ТЭС // Вісник НТУ «ХПІ». Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – №1(1355). – С. 8 – 15.

References (transliterated)

1. Vanin V., Lasurenko O., Kruhol M. Assessment of group regulation feasibility in thermal power plant auxiliaries capacity control. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020, no. 6 (8 (108)), pp. 45–53. doi DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.218586>.
2. Kruhol M., Lasurenko O., Vanin V., Tomashevskiy R. An Algebraic Model of Gas-Hydraulic Network of Mechanisms with Electric Drive in the Problem of Thermal Power Plant Auxiliaries Optimization. *IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*. 2020. doi: 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250085.
3. Vanin V. A., Krugol N. M., Lazurenko A. P. Matematicheskie modeli sistem obespecheniya raboty kotloagregata TES v zadache povysheniya ego energoeffektivnosti [Mathematical models of thermal power plant boiler operation systems in the problem of the boiler energy efficiency improvement]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI». Seriya : Matematychni modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh*. [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technologies]. 2019, no. 8 (1333), pp. 41–48.
4. Iyer J., Tabarrae K., Chiniforoosh S., Jatskevich J. An improved V/F control scheme for symmetric load sharing of multi-machine induction motor drives. *2011 24th Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering (CCECE)*. 2011. doi:10.1109/ccece.2011.6030711.
5. Jeftenic B., Bebic M., Static S. Controlled multi-motor drives. International Symposium on Power Electronics, *Electrical Drives, Automation and Motion*. 2006, SPEEDAM 2006. doi:10.1109/speedam.2006.1649985.
6. Mitrovic N., Kostic V., Petronijevic M., Jeftenic B. Multi-Motor Drives for Crane Application. *Advances in Electrical and Computer Engineering*. 2009, vol. 9, no. 3, pp. 57–62. doi: 10.4316/AECE.2009.03011.
7. Rajashekar P. Mandi, Yaragatti Udaykumar R. Enhancing energy efficiency of Induced Draft Fans in Thermal Power Plants. *Proceedings of the Eighth IASTED International Conference Power and Energy Systems (EuroPES 2008)*. Corfu, Greece, June 23 – 25 2008, pp. 176–182. paper No.608-069.
8. Kanjuk G., Mezerya A., Laptinov I. Model' energosberegayushhego upravleniya nagnetatel'nymi ustanovkami teplovykh elektrostansiy [A model of energy saving control using the discharge units of thermal power stations]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya : Energetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment]. 2014, no. 12 (1055), pp. 90–97.
9. Carlson R. The correct method of calculating energy savings to justify adjustable-frequency drives on pumps. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2000, no. 36(6), pp. 1725–1733. doi:10.1109/28.887227.
10. Mrzljak V., Blecich P., Anđelić N., Lorencin I. Energy and Exergy Analyses of Forced Draft Fan for Marine Steam Propulsion System during Load Change. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019, no. 7(11), 381. doi:10.3390/jmse7110381.
11. Wang Shuping, Ye Jiantao, Li Wei, Du Xiaofeng, Chen Zinian. Energy efficiency evaluation investigation on high voltage inverter retrofit for fans and pumps in power plants. Paris, France, 2012. Available at https://icgreindia.org/CIGRE%20Lib/Cigre%20Pairis%202012/A1/A1_203_2012.pdf. (accessed 05 October 2020).
12. Kitayceva E. Methods and algorithms for increasing the speed of computing processes for calculating hydraulic networks. *Construction and Architecture*. 2019, no. 7(3), pp. 55–61. doi:10.29039/2308-0191-2019-7-3-55-61.
13. Vanin V. A., Krugol N. M., Lazurenko A. P. Matematicheskoe modelirovanie rezhimov regulirovaniya gazovozdushnogo trakta kotla [Mathematical modeling of thermal power plant's boiler air gas-flow path regulation modes]. *Visnyk Natsional'nogo tekhnichnogo universytetu «KhPI». Seriya : Matematychni modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1 (1355), pp. 8–15.

Надійшла (received) 09.09.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

Ванін Віктор Антонович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: plbvva5652xpi@gmail.com.

Ванін Віктор Антонович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-60-35; e-mail: plbvva5652xpi@gmail.com.

Vanin Viktor Antonovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv; tel.: (057) 707-60-35; e-mail: plbvva5652xpi@gmail.com.

Кругол Микола Михайлович – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-66-00; e-mail: kruhgol@gmail.com.

Кругол Николай Михайлович – аспирант, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-00; e-mail: kruhgol@gmail.com.

Kruhol Mykola Mykhaylovych – postgraduate student, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv; tel.: (057) 707-66-00; e-mail: kruhgol@gmail.com.

Лазуренко Олександр Павлович – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; тел.: (057) 707-66-00; e-mail: Lasurenko@kpi.kharkov.ua.

Лазуренко Александр Павлович – кандидат технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-00; e-mail: Lasurenko@kpi.kharkov.ua.

Lasurenko Oleksandr Pavlovych – Candidate of Technical Sciences, Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv; tel.: (057) 707-66-00; e-mail: Lasurenko@kpi.kharkov.ua.