

УДК 621.577.4:621.311.22:697.34

М.Ю.Швець (Інститут відновлюваної енергетики НАН України, Київ)

Оптимізація сумісної експлуатації Київської ТЕЦ-6 та теплових насосів, що використовують її скидну теплоту. Розв'язок задачі

Наведено розв'язок оптимізаційної задачі сумісної експлуатації Київської ТЕЦ-6 та теплових насосів, що використовують її скидну теплоту. В результаті цього запропоновано технологічну схему включення ТН в існуючу схему Київської ТЕЦ-6 і визначено найбільш економічні режими сумісної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів, що дало можливість зменшити капітальні та експлуатаційні затрати.

Ключові слова: оптимізація, математична модель, ТЕЦ, тепловий насос (ТН), економія палива.

Приведено решение оптимизационной задачи совместной эксплуатации Киевской ТЭЦ-6 и тепловых насосов, использующих ее сбросную теплоту. В результате этого предложена технологическая схема включения ТН в существующую схему Киевской ТЭЦ-6 и определены самые экономичные режимы совместной эксплуатации ТЭЦ-6 и тепловых насосов, что позволило сократить капитальные и эксплуатационные затраты.

Ключевые слова: оптимизация, математическая модель, ТЭЦ, тепловой насос (ТН), экономия топлива.

В статті [1] було розроблено загальну математичну модель оптимальної сумісної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів, що дозволяє отримати максимальну економію палива при зміні температури, витрати циркуляційної та мережевої води. Також було знайдено оптимальну температуру циркуляційної води. В даній роботі буде знайдено оптимальну витрату циркуляційної та мережевої води через конденсатори та випарники теплових насосів (ТН), а також оптимальну схему підключення ТН в технологічну схему Київської ТЕЦ-6.

Аналіз впливу зміни витрати мережевої води через конденсатори ТН і вплив на роботу обладнання ТЕЦ та роботу ТН.

Розглянемо два варіанти підключення ТН за ходом мережевої води і знайдемо оптимальну схему підключення та витрату мережевої води через ТН:

1. Підключення ТН перед бойлерами енергоблоків (витрата мережевої води через ТН до 23000 м³/год). При цьому збільшується температура мережевої води на вході в бойлери і збільшується гідравлічний опір на перекачування мережевої води.

2. Підключення ТН паралельно бойлерам енергоблоків (можлива витрата мережевої води через ТН до 7200 м³/год). При цьому не змінюється

температура мережевої води на вході в бойлери та гідравлічний опір.

Визначення оптимальної витрати мережевої води через ТН при їх підключенні перед бойлерами енергоблоків.

Мета розв'язання оптимізаційного рівняння – знайти витрату мережевої води через ТН, при якій можливо отримати максимальну економію умовного палива.

При збільшенні витрати мережевої води через тепловий насос знижується температура мережевої води на виході з теплового насоса, тобто зменшується різниця між температурою джерела скидної теплоти та мережевою водою, в результаті чого зростає коефіцієнт трансформації ТН. Збільшити витрату мережевої води через ТН можливо при підключенні ТН для підігріву її перед бойлерами енергоблоків; при цьому збільшиться температура мережевої води на вході до бойлерів і збільшиться гідравлічний опір на перекачування мережевої води. Внаслідок цього збільшується тиск у відборах турбіни, також змінюється тепловий процес у турбінній установці з 1 на 1' (рис. 2б [1]). Це приводить до зниження потужності турбіни, що виробляється за рахунок потоку пари у відбори.

Математична модель оптимізаційного рівняння виглядає наступним чином [1]:

$$\max[\Delta B] = \max[\Delta B_{Бл}(G_{м.в.}) + \Delta B_{ТН}(G_{м.в.}) + \Delta B_{ГО}(G_{м.в.})], \quad (1)$$

$$\text{за умови: } 0 \leq G_{м.в.} \leq 6400 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(23000 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}} \right). \quad (2)$$

Зміна витрати палива на енергоблоці, на ТН та на гідравлічному опорі на перекачування мережевої води при зміні витрати мережевої води визначається за формулами:

$$\Delta B_{Бл} = \frac{dB_{Бл}}{dG_{м.в.}} \Delta G_{м.в.}; \quad (3)$$

$$\Delta B_{ТН} = \frac{dB_{ТН}}{dG_{м.в.}} \Delta G_{м.в.}; \quad (4)$$

$$\Delta B_{ГО} = \frac{dB_{ГО}}{dG_{м.в.}} \Delta G_{м.в.}, \quad (5)$$

де ΔB , $\Delta B_{Бл}$, $\Delta B_{ТН}$, $\Delta B_{ГО}$ – зменшення витрати умовного палива відповідно загальне, енергоблоком, ТН та на потреби перекачування теплоносія (за рахунок зміни гідравлічного опору), т у.п.; $G_{м.в.}$ – витрата мережевої води, кг/с.

Для цього розрахуємо зміну коефіцієнта трансформації ТН за допомогою формул, запропонованих [1]:

$$\varphi = k \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2}; \quad (6)$$

$$\varphi = 0,74 \frac{T_2}{T_1 - T_2} - (0,0032T_2 + 0,765 \frac{T_2}{T_1}) + 0,9, \quad (7)$$

де T_1 , T_2 – температура в конденсаторі та у випарнику теплового насоса, К; k – відношення реального коефіцієнта трансформації до ідеального. Для теплових насосів *Unitop 50FY Friotherm AG* $k \approx 0,5$ згідно [2].

$$T_1 = T_{3.B} + \frac{\varphi \cdot W^{ТН}}{2 \cdot c \cdot G_{М.В.}} + \Delta T_K; \quad (8)$$

$$T_2 = T_{ЦВ} - \frac{(\varphi - 1)W^{ТН}}{2 \cdot c \cdot G_{ЦВ}} - \Delta T_B, \quad (8a)$$

де $T_{3.B}$, $T_{ЦВ}$ – температура відповідно зворотної мережевої та циркуляційної води, К; $Q_T^{ТН}$, $W^{ТН}$ – теплова потужність та потужність приводу компресора теплового насоса, Вт; $G_{М.В.}$, $G_{ЦВ}$ – витрата відповідно мережевої та циркуляційної води

через ТН, кг/с; c – теплоємність води, Дж/(кг·К); ΔT_K , ΔT_B – температурний напір конденсатора та випарника ТН, К, рівний, згідно із розрахунками, 10,5 та 9,1 К.

Для знаходження коефіцієнта трансформації ТН при різних витратах мережевої води через ТН і температурах навколишнього повітря скористаємося ітераційний методом, який розглянуто в [1]. Обчислення були проведені в програмному пакеті *Microsoft Excel* та представлені на рис. 1.

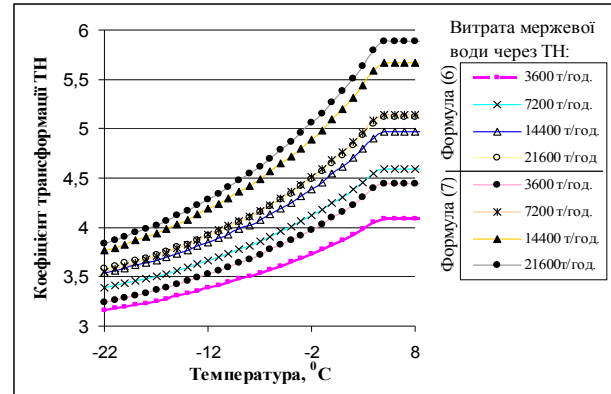


Рис. 1. Розрахунковий коефіцієнт трансформації ТН при зміні витрати мережевої води і температури навколишнього повітря за формулами (6) та (7).

На основі розрахункового коефіцієнта трансформації ТН при зміні витрати мережевої води (рис. 1) за допомогою *Microsoft Excel* були обчислені зміни середнього за опалювальний сезон коефіцієнта трансформації при різних витратах мережевої води через ТН $\bar{\varphi}(G_{м.в.})$ за формулою:

$$\bar{\varphi}(G_{м.в.}) = \frac{1}{\tau_{он}} \int_0^{\tau_{он}} \varphi(G_{м.в.}) d\tau = \frac{1}{\tau_{он}} \sum \varphi(G_{м.в.}) \cdot \tau_{ч.с}, \quad (9)$$

де $\varphi(T_{н.п.})$ – коефіцієнти трансформації ТН при заданій температурі мережевої та циркуляційної води; $\tau_{он}$, $\tau_{ч.с}$ – час опалювального сезону та стояння температур, год.

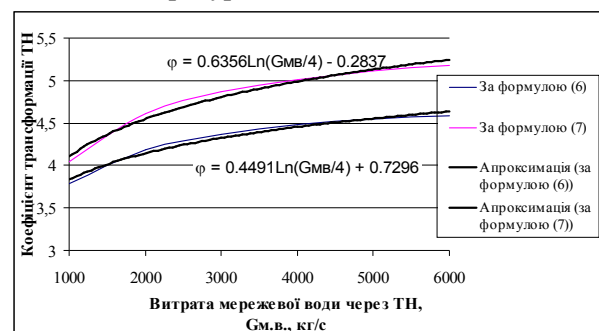


Рис. 2. Середній за опалювальний сезон коефіцієнт трансформації при різних витратах мережевої води через ТН.

При зміні витрати мережевої води теплова потужність ТН зміниться за таким рівнянням:

$$\Delta Q_{TH} = \Delta \bar{\varphi} \cdot N_{TH} \quad (10)$$

Зміна витрати палива при зміні витрати мережевої води ТН:

$$\begin{aligned} \frac{dB_{TH}}{dG_{м.б}} &= b_T \frac{dQ_{TH}}{dG_{м.б}} = b_T N_{TH} \frac{d\bar{\varphi}}{dG_{м.б}} \\ &= b_T N_{TH} \begin{cases} 0,4491 / G_{м.б} \text{ за (6)} \\ 0,6356 / G_{м.б} \text{ за (7)}. \end{cases} \end{aligned} \quad (11)$$

Визначимо вплив зміни витрати мережевої води через ТН на електричну потужність енергоблоків [1]:

$$\begin{aligned} \Delta N_i &= \frac{\Delta N_E}{\eta_{Г} \cdot \eta_{М}} = N_i - N'_i = \\ &= (G_{нм2} + G_{нм1} + G_{ЦНТ}) \Delta H'_i + \\ &+ (G_{нм1} + G_{ЦНТ}) \Delta H''_i + G_{ЦНТ} \cdot \Delta H'''_i; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \Delta N_E &= - \left[(G_{нм2} + G_{нм1} + G_{ЦНТ}) + \right. \\ &\left. + (G_{нм1} + G_{ЦНТ}) - G_{ЦНТ} \right] c_p^n \cdot \Delta T_{м.б} \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{М}. \end{aligned} \quad (13)$$

Зміна виробітку теплоти бойлерами блоків:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{Бл} &= (G_{нм2} + G_{нм1}) \cdot \Delta r = \\ &= (G_{нм2} + G_{нм1}) \cdot (c_p^g - c_p^n) \Delta T_{м.б}. \end{aligned} \quad (14)$$

Зміна температури мережевої води від витрати через ТН перед бойлерами розраховується за формулою:

$$\Delta T_{м.б} = \frac{\Delta \bar{\varphi} (G_{м.б}) \cdot N_{TH}}{c_g \cdot G_{м.б}^{3a_2}} \quad (15)$$

Тоді згідно з рис. 2 маємо:

$$\begin{aligned} \frac{dB_{Бл}}{dG_{м.б}} &= \left\{ -b_E \cdot c_p^n \frac{N_{TH}}{c_g \cdot G_{м.б}^{3a_2}} \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{М} (G_{нм2} + \right. \\ &+ 2G_{нм1} + G_{ЦНТ}) + b_T \frac{N_{TH}}{c_g \cdot G_{м.б}^{3a_2}} (G_{нм2} + G_{нм1}) \times \\ &\times (c_p^g - c_p^n) \left. \right\} \begin{cases} 0,4491 / G_{м.б} \text{ за (6)} \\ 0,6356 / G_{м.б} \text{ за (7)}. \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{dB}{dG_{м.б}} &= 2 \frac{dB_{Бл}}{dG_{м.б}} + \frac{dB_{TH}}{dG_{м.б}} + \frac{dB_{ГО}}{dG_{м.б}} = 2 \cdot \left\{ -b_E \cdot c_p^n \cdot \frac{N_{TH}}{c_g \cdot G_{м.б}^{3a_2}} \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{М} \cdot (G_{нм2} + \right. \\ &+ 2G_{нм1} + G_{ЦНТ}) + b_T \frac{N_{TH}}{c_g \cdot G_{м.б}^{3a_2}} \cdot (G_{нм2} + G_{нм1}) \cdot (c_p^g - c_p^n) \left. \right\} 0,4491 / G_{м.б} + \\ &+ b_T N_{TH} 0,4491 / G_{м.б} - b_E \cdot 10^{-6} \cdot 2,36 \cdot 10^{-4} \cdot G_{м.б}^{1,89}; \end{aligned} \quad (20a)$$

Зміна витрати палива на перекачування мережевої води при зміні її витрати визначається формулою:

$$\frac{dB_{ГО}}{dG_{м.б}} = -b_E \frac{dN_{ГО}}{dG_{м.б}} \quad (17)$$

Необхідну потужність насосного обладнання знайдемо за формулою [3]:

$$N_{ГО} = \frac{G_{м.б} \cdot \Delta p}{\rho_g \cdot \eta_{н.о}}, \quad (18)$$

де Δp – гідравлічний опір, Па; ρ_g – густина, кг/м³; $\eta_{н.о}$ – ККД насоса.

Гідравлічний опір конденсаторів (2000 КХ-0,6-2,0-М1/25Г-6-2-6-У-И ТУ 3644-006-00220-99) отриманий з [4, 5]. Результати розрахунків за формулою (18) представлені на рис. 3.

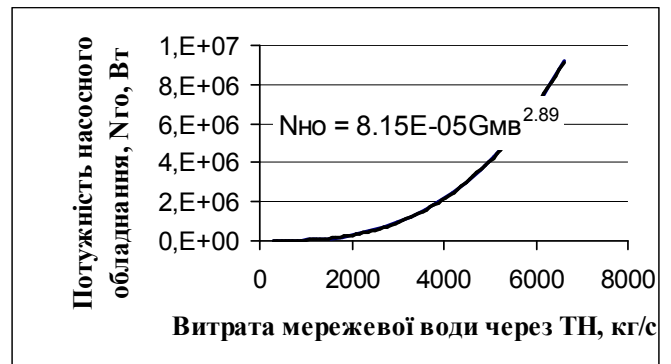


Рис. 3. Потужність насосного обладнання для прокачки заданої витрати через ТН.

Згідно з рис. 3 (17) набуває вигляду:

$$\frac{dB_{ГО}}{dG_{м.б}} = -b_E \cdot 10^{-6} \cdot 2,36 \cdot 10^{-4} \cdot G_{м.б}^{1,89} \quad (19)$$

Для знаходження розв'язку оптимізаційного рівняння (1) знайдемо екстремум в області, що задана умовами (2) при знаходженні φ за (6) та (7) рівняння (20а), (20б) відповідно:

$$\begin{aligned} \frac{dB}{dG_{м.в}} = & 2 \frac{dB_{Бл}}{dG_{м.в}} + \frac{dB_{ТН}}{dG_{м.в}} + \frac{dB_{ГО}}{dG_{м.в}} = 2 \cdot \left\{ -b_E \cdot c_p^n \cdot \frac{N_{ТН}}{c_v \cdot G_{м.в}^{за2}} \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{м} \cdot (G_{нм2} + \right. \\ & \left. + 2G_{нм1} + G_{ЦНТ}) + b_T \frac{N_{ТН}}{c_v \cdot G_{м.в}^{за2}} \cdot (G_{нм2} + G_{нм1}) \cdot (c_p^e - c_p^n) \right\} 0,6356 / G_{м.в} + \quad (206) \\ & + b_T N_{ТН} 0,6356 / G_{м.в} - b_E \cdot 10^{-6} \cdot 2,36 \cdot 10^{-4} \cdot G_{м.в}^{1,89}. \end{aligned}$$

Коефіцієнти, які входять до рівняння:

$$b_T = 125 \text{ кг у.п./МВт}_T; \quad N_{ТН} = 19,5 \text{ МВт};$$

$$b_E = 220 \text{ кг у.п./МВт}_E;$$

$$G_{нм2} = 85 \text{ кг / с}; \quad G_{нм1} = 85 \text{ кг / с};$$

$$G_{ЦНТ} = 22 \text{ кг / с}.$$

При $\frac{dB}{dG_{м.в}} = 0$ рівняння (20а), (20б) мають

розв'язок відповідно: $G_{м.в} = 4100 \text{ кг / с};$

$$G_{м.в} = 4600 \text{ кг / с}.$$

Тобто оптимальна витрата через конденсатор ТН складає біля 4400 кг/с.

Вибір оптимальної витрати мережевої води через ТН при підключенні ТН паралельно бойлерам енергоблоків.

Знайдемо оптимальні витрати через ТН при підключенні паралельно бойлерам блоків:

$$\begin{aligned} \max[\Delta B] = & \max \left[2 \cdot \Delta B_{Бл}(G_{м.в.}) + \Delta B_{ТН}(G_{м.в.}) + \right. \\ & \left. + \Delta B_{ГО}(G_{м.в.}) \right] = \max \left[\Delta B_{ТН}(G_{м.в.}) \right] \quad (21) \end{aligned}$$

$$\text{за умови: } 0 \leq G_{м.в.} \leq 2000 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(7200 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right). \quad (22)$$

При зміні витрати мережевої води зміна витрати палива на виробництво теплоти ТН зміниться за формулами (10), (11). Рівняння (21) не має екстремуму в області, що задана умовами (22). Найбільша економія палива отримується при максимальній витраті мережевої води через ТН, що дорівнює $G_{м.в} = 2000 \text{ кг/с}$.

Вибір оптимальної схеми підключення ТН до бойлерів енергоблоків.

Для вибору оптимальної схеми підключення ТН до бойлерів енергоблоків порівняємо максимальну можливу економію палива при різних схемах підключення. Для цього зобразимо розв'язки оптимізаційних задач (1) та (21) з умовами (2) та (22) відповідно на рис. 4.

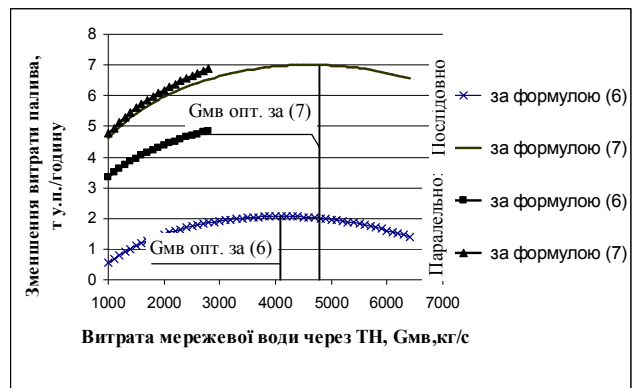


Рис. 4. Розв'язки оптимізаційних задач (1) та (21) з умовами (2) та (22). (рисунок)

З рис. 4 видно, що можливо отримати економію палива при різних схемах підключення ТН до бойлерів блоків. При підключенні ТН перед бойлерами блоків при оптимальній витраті мережевої води через ТН можлива економія біля 0,1 т у.п. на годину. Але це потребує значного ускладнення технологічної схеми та встановлення додаткового потужного насосного обладнання (потужністю біля 5 МВт) (рис. 5).

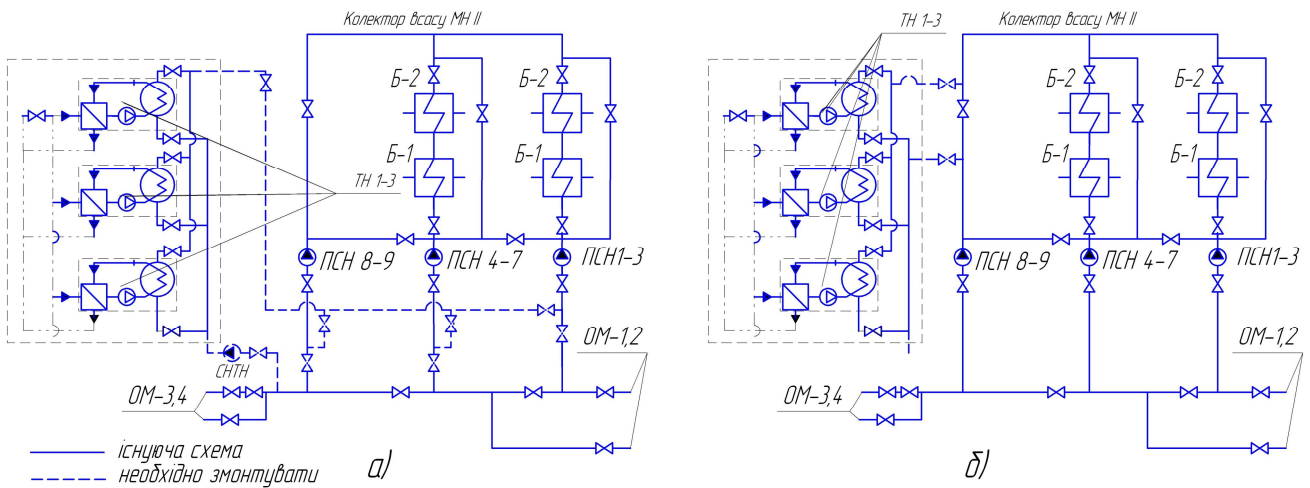


Рис. 5. Схема підключення ТН по мережівій воді перед бойлерами (а) та паралельно бойлерам (б) енергоблоків в існуючу схему ТЕЦ-6: Б1,2 – бойлери блоків №1,2; СНТН – мережіві насоси теплових насосів; ОМ1-4 – зворотні теплові магістралі №1-4; ПСН1-9 – підкачуючі мережіві насоси №1-9; МНІІ – мережіві насоси другого підйому №1-8; ТН1-4 – теплові насоси Unitop 50FY Friotherm AG № 1-4.

Оціночна вартість монтажу гідравлічної схеми ТН перед бойлерами блоків вища на 35 млн грн за схему підключення ТН по мережівій воді паралельно бойлерам.

За нашими оцінками, при цінах на газ для потреб населення менше 6000 грн/тис. м³ більш вигідним є підключення ТН за ходом мережівій води паралельно бойлерам блоків. Також схема підключення ТН за ходом мережівій води паралельно бойлерам блоків з точки зору надійності обладнання є більш прийнятною.

Було обрано схему підключення ТН за ходом мережівій води паралельно бойлерам блоків з максимальною витратою через ТН (біля 2000 кг/с).

Аналіз впливу зміни витрати циркуляційної води через випарники ТН і вплив на роботу обладнання ТЕЦ та роботу ТН.

Математична модель пошуку оптимального рішення виглядає наступним чином:

$$\max[\Delta B] = \max[\Delta B_{ТН}(G_{ц.в.}) + \Delta B_{ГО}(G_{ц.в.})] \quad (23)$$

$$\text{за умови: } 0 \leq G_{ц.в.} \leq 7700 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(28000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right). \quad (24)$$

Визначимо економію умовного палива при зміні витрати циркуляційної води через ТН.

Для цього розрахуємо зміну коефіцієнта трансформації ТН за допомогою формул (6) та (7) при зміні витрати циркуляційної води через ТН. Для знаходження коефіцієнта трансформації ТН при різних витратах мережівій води через ТН та температури навколишнього повітря скористає-

мося ітераційним методом. Обчислення були проведені в програмному пакеті *Microsoft Excel* та представлені на рис. 6:

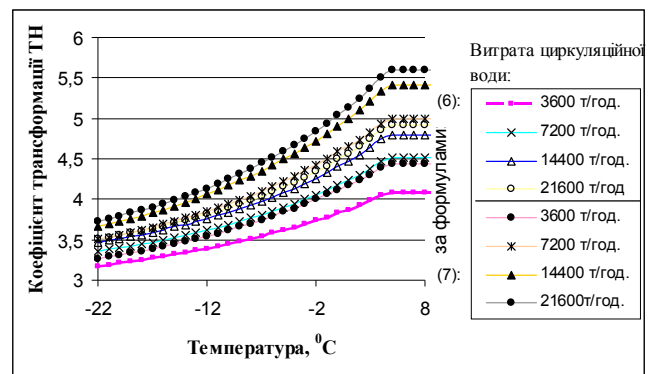


Рис. 6. Розрахунковий коефіцієнт трансформації ТН при зміні витрати циркуляційної води та температури навколишнього повітря за формулами (6) та (7).

На рис. 7 наведено зміни середнього за опалювальний сезон коефіцієнта трансформації при різних витратах циркуляційної води через ТН $\bar{\varphi}(G_{ц.в.})$, розраховані за допомогою рис. 6 та формули (9).

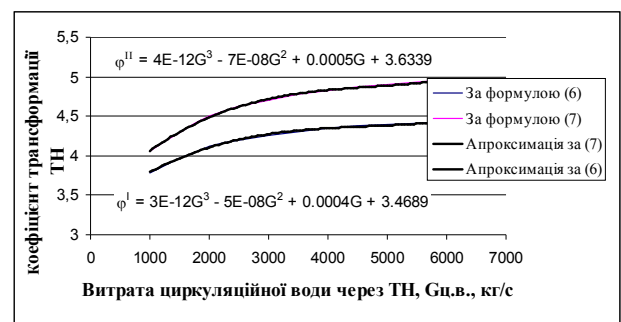


Рис. 7. Середній за опалювальний сезон коефіцієнт трансформації при різних витратах циркуляційної води через ТН.

Зміна витрати палива при зміні витрати циркуляційної води через ТН:

$$\frac{dB_{TH}}{dG_{ц.г}} = b_T \frac{dQ_{TH}}{dG_{ц.г}} = b_T N_{TH} \frac{d\bar{\varphi}}{dG_{м.г}} =$$

$$= b_T N_{TH} \begin{cases} 9 \cdot 10^{-12} G_{ц.г}^2 + 1 \cdot 10^{-7} G_{ц.г} + 0,0004 & \text{за (6)} \\ 12 \cdot 10^{-12} G_{ц.г}^2 + 1,4 \cdot 10^{-7} G_{ц.г} + 0,0005 & \text{за (7)} \end{cases} \quad (25)$$

Зміна витрати палива на перекачування при зміні витрати циркуляційної води через випарник ТН визначається формулою (17).

Необхідну потужність насосного обладнання знайдемо за формулою (18) та представлений рис. 3, де гідравлічний опір випарників ТН (ИХ-2-1,0-2,5-М1/25Г-6-2-У-И ТУ 3644-006-00220-99) отриманий із [4, 5].

Так, оскільки при витраті циркуляційної води до 4000 кг/с можна не використовувати додаткове насосне обладнання, то зміна витрати палива на перекачування:

$$\frac{dB_{ГО}}{dG_{ц.г}} = \begin{cases} 0 & \text{при } G_{ц.г} < 4000 \text{ кг/с} \\ -b_E \cdot 2,4 \cdot 10^{-10} G_{м.г}^{1,89} & 4000 < G_{ц.г} < 7700 \text{ кг/с} \end{cases} \quad (26)$$

Зобразимо розв'язок оптимізаційного рівняння (23) з умовою (24) при визначенні φ за формулою (6) та (7) на рис. 8. Коефіцієнти, які входять до рівняння: $b_T = 125 \text{ кг у.п./МВт}_T$;

$$N_{TH} = 19,5 \text{ МВт}; \quad b_E = 220 \text{ кг у.п./МВт}_E.$$

Тобто оптимальна витрата через випарники ТН складає біля 4000 кг/с (14000 т/год).

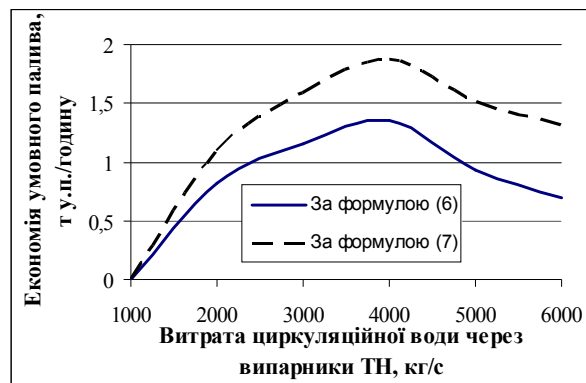


Рис. 8. Розв'язок оптимізаційного рівняння (23) з умовою (24) при визначенні φ за формулою (6) та (7).

Висновки. В результаті розв'язання поставленої в [1] оптимізаційної задачі було запропоновано найбільш ефективну технологічну схему включення ТН в існуючу схему Київської ТЕЦ-6. Також було визначено найбільш економічні режими сумісної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів, що дало можливість підвищення коефіцієнта трансформації теплових насосів до 4,8 від 3,6, отриманого в роботі [6]. Це, в свою чергу, приводить до можливості зменшення встановленої кількості теплонасосних агрегатів на одну одиницю при збереженні загальної теплопродуктивності теплонасосних установок. Таким чином, досягнуто зменшення терміну окупності даного проекту за рахунок зменшення капітальних та експлуатаційних затрат. Економічний ефект після оптимізації сумісної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Економічний ефект сумісної експлуатації ТЕЦ-6 і теплових насосів, отриманий в результаті оптимізації

№ п/п	Найменування показників	Одиниці вимірювання	Показники (після оптимізації / в [6])		
1.	Середня сумарна потужність теплових насосів	МВт	125/117		
2.	Кількість теплових насосів у технологічній схемі	од.	4/5		
3.	Вартість обладнання та монтажних робіт	млн грн	360/450		
4.	Затрати на амортизацію та інші витрати	млн грн	21,6/27,54		
5.	Вартість газу	грн/тис. м ³	1500	2000	3000
6.	Економія на витратах на газ	млн грн	76,5/75	102/100	153/150
7.	Термін окупності	рік	6,6/9,5	4,5/6,2	2,7/3,7

1. Швець М.Ю. Оптимізація сумісної експлуатації Київської ТЕЦ-6 та теплових насосів, що використовують її скидну теплоту. Постановка задачі // Відновлювана енергетика. – 2013. – № 2. – С. 68–73.

2. http://www.friotherm.com/downloads/katri_vala_e012_uk.pdf

3. *Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидротриодам*/ Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.

4. РД 34.30.727 Нормативные характеристики конденсато-

ров турбин Т-50-130 ТМЗ, ПТ-60-130-13 и ПТ-80-100-130-13 ЛМЗ – М: СОЮЗТЕХЭНЕРГО, 1981 – 40 с.

5. РД 34.30.501, МУ 34-70-122-85 Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций – М: СОЮЗТЕХЭНЕРГО, 1985. – 117 с.

6. Басок Б.И., Швець М.Ю. и др. Оценка возможности использования сбросной теплоты водооборотных конденсационных циклов на основе теплонасосных технологий (на примере ТЭЦ-6 г. Киева) // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 35. – №6. – С. 76–83.