

С.В. ДУБОВСЬКИЙ, д-р техн. наук

О.О. ХОРТОВА, інженер

Інститут загальної енергетики НАН України, Київ

МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ РОЗРОБКИ СТАНДАРТУ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ КОМБІНОВАНОГО ВИРОБНИЦТВА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ І ТЕПЛОТИ НА ЕЛЕКТРИЧНИХ СТАНЦІЯХ

Розглянуті теоретичні особливості розрахунку питомих витрат палива на відпуск електричної та теплової енергії для серійних паротурбінних теплофікаційних установок термодинамічним методом. Досліджені залежності основних показників енергетичної ефективності таких установок від початкових та кінцевих параметрів робочого процесу та за результатами виведено емпіричну формулу.

Мета роботи: встановити методологію оцінювання фактичних витрат палива на паротурбінних теплових електростанціях термодинамічним методом.

Комбіноване виробництво електричної енергії і теплоти здійснюється в Україні переважно потужними паротурбінними установками ТЕЦ, конденсаційних ТЕС та АЕС. Такі установки забезпечують близько 30% централізованого виробництва теплоти та близько 9% виробітку електричної енергії.

В останні роки в Україні, як і у світі в цілому, виникли певні складнощі експлуатації та реконструкції існуючих та будівництва нових електростанцій комбінованого виробництва. Вони пов'язані, у першу чергу, із несприятливою динамікою змін цін на природний газ – основний вид палива сучасних ТЕЦ. Висока вартість природного газу порівняно з вугіллям та ураном зумовлює високу середню ціну виробництва електричної енергії на газових ТЕЦ порівняно з конденсаційними вугільними ТЕС, а тим більше – АЕС. Досить значними, порівняно з індивідуальними газовими котлами, є і ціни відпуску теплоти від СЦТ на базі ТЕЦ такого типу.

У зв'язку з цим в останні роки виникає проблема виправлення непростой ситуації, що виникла у сфері комбінованого виробництва електричної і теплової енергії в Україні у зв'язку з фактичною неконкурентоздатністю ТЕЦ на ринках електричної енергії і теплоти.

Тому безпрецедентне право на нескінченні дискусії на сторінках науково-технічної

літератури зайняло питання про коректну методику розділення витрат палива при комбінованому виробітку теплової та електричної енергії, яких на сьогодні нараховується більше десятка.

Проблема поділу витрат палива на одержання електричної енергії і теплоти комбінованим методом виникла на теренах колишнього СРСР з початку широкого використання ТЕЦ. Виходячи з суто практичних міркувань було прийнято, що ККД ТЕЦ з відпуску теплоти дорівнює тепловому ККД її енергетичного котла. Такий підхід до визначення показників теплової економічності одержав назву “фізичного”. Цей метод передбачав відносити всю економію від комбінованого виробництва енергії тільки до одного її виду – до електроенергії, що сприяло штучному завищенню тарифу на тепло. Незважаючи на це, метод Міністерства електростанцій СРСР (розроблений А. С. Горшковим [1]) набуває чинності у 50-ті роки.

Внаслідок чого пізніше виявилась тенденція, коли споживачі теплової енергії стали відмовлятися від тепла, що вироблене найбільш ефективним комбінованим способом, і “фізичний” метод неодноразово підпадає під критику як з боку термодинаміків, так і економістів як такий, що суперечить другому закону термодинаміки і не віддзеркалює реальну вартість продуктів комбінованого виробництва.

У той же час Л. Л. Гінтер запропонував графічний метод визначення витрат на електричну і теплову енергію (так званий трикутник Гінтера) [2], що передбачав розподіл загальних витрат палива на ТЕЦ пропорційно витратам

палива на конденсаційних ТЕС та у котельнях відповідно.

У роботах А. Н. Румянцева, датованих 1930–1933 рр., у протилежність до методу Л. Л. Гінтера був запропонований метод оцінки вартості пари у залежності від її тиску згідно з принципом рівної норми прибутку, тобто метод поділу економії палива внаслідок комбінованого виробництва пропорційно відпускам електричної і теплової енергії. Цей метод одержав назву “нормативного” або “економічного” [3].

Пізніше А. И. Прайбом було показано, що нормативний метод А. Н. Румянцева зводиться до звичайно середньоарифметичного поділу витрат, який не має беззаперечного фізичного обґрунтування [4].

Найбільшої підтримки знайшов у 70-х – 90-х роках ексергетичний метод розподілу витрат палива, обґрунтований, зокрема, у роботі німецького дослідника Р. Нітча [5]. Він запропонував запровадити поділ витрат пропорційно ексергії продуктів комбінованого виробництва, базуючись на гіпотезі про однаковий ексергетичний ККД спільного виробництва енергії і теплоти. Щоправда, автор відзначає, що означена гіпотеза не має фізичного обґрунтування для реальних процесів перетворення, а її вибір серед інших альтернатив ґрунтується на зручності використання формул пропорційного поділу.

Ексергетичний метод поділу витрат знайшов широку підтримку у багатьох фахівців і його почали використовувати в аналізі багатопродуктових процесів в енергетиці та промисловості. Пропозиції щодо використання ексергетичного методу у якості стандартного викликали у 89-х – 90-х роках нову хвилю дискусій між прихильниками фізичного та ексергетичного методів, що була підтримана прихильниками й інших методів поділу.

Фактичне проголошення волюнтаризму у виборі методів поділу витрат відбулося у період впровадження ринкових, точніше вартісних, принципів реалізації тепла. За цих умов ТЕЦ, що використовували “фізичний” метод поділу, залишалися за межами конкуренції з місцевими котельнями, втрачаючи споживачів.

У зв'язку з цим у 90-х роках спостерігалося хвиля самоприйняття окремими ТЕЦ та їх об'єднаннями власних, зручних для них методів вирішення задачі поділу.

У 1995–1998 рр. під тиском зазначених об-

ставин в країнах СНД були прийняті нові редакції єдиних галузевих стандартів щодо поділу витрат палива на ТЕЦ і ТЕС, які дещо змінювали й досі чинний стандарт з обчислення показників теплової економічної ТЕЦ згідно з ідеологією “фізичного” методу, залишаючи його основну частину без змін [6].

Нову редакцію методики розподілу витрат палива на теплових електростанціях на відпущену електричну і теплову енергію при комбінованому виробництві за розробкою ЛьвівОР-ГРЕС, відомого як метод рівноцінної вигоди, було введено в дію з 1 травня 1998 року [7] у порядку доповнення чинного стандарту, який залишається діючим в Україні і нині. Методика декларує принцип рівномірного поділу економії палива між електричною енергією та теплом, що дозволяє зменшити паливну вартість теплової енергії при її комбінованому виробництві. Цей принцип, взагалі кажучи, не має фізичної основи. До того ж, розрахункові формули методики не повністю відповідають цьому принципу, містячи фізично необумовлені члени, що нівелюють ефект зниження витрат на виробництво теплоти. Крім того, обчислення економії палива від комбінованого виробництва, що найбільш впливає на результат оцінки, проводиться у методиці з використанням даних технологічного обліку роботи ТЕЦ, що практично не піддаються вимірюванням штатними засобами контрольно-вимірювальних приладів теплових електростанцій і є непрозорими для споживачів енергії.

Досвід використання методики на практиці показав, що вона не завжди відповідає побажанням виробників і споживачів енергії, які мають свої уявлення щодо оптимальних для них тарифів на енергетичну продукцію.

У зв'язку з цим передбачається введення у якості стандарту більш гнучких, так званих “економічних” редакцій методики, що містять довільні параметри, які встановлюються окремими ТЕЦ на певний період часу самостійно.

В даній роботі розглянуті теоретичні особливості і основні результати розрахунку показників енергетичної ефективності таких установок термодинамічним методом [8–11]. Цей метод, на відміну від емпіричних, використовує у якості вихідних дійсні, а не умовні значення параметрів роботи турбін.

Як відомо, основна складність енергетичних оцінок ПТУ, як і інших установок комбі-

нованого виробництва, обумовлена фізичною нероздільністю потоку робочого тіла на вході в турбіну на складові, пов'язані з отриманням роботи і теплоти. Термодинамічний підхід дозволяє здійснити таке розділення з використанням об'єктивної закономірності, що впливає безпосередньо з першого і другого початків термодинаміки і встановлює зв'язок між енергетичними входами і виходами суміщених процесів.

Згідно з цим методом витрати палива на відпуск електричної та теплової енергії від паротурбінної теплофікаційної установки визначаються за формулами:

$$B_e = B \cdot \frac{E_{\text{відп}}}{E_{\text{відп}} + \omega \cdot Q_{\text{відп}}}, \quad (1)$$

$$B_T = B \cdot \frac{\omega \cdot Q_{\text{відп}}}{E_{\text{відп}} + \omega \cdot Q_{\text{відп}}}, \quad (2)$$

де B – фактичні витрати палива на енергетичну установку, т у. п.;

$E_{\text{відп}}$ – фактичний відпуск електроенергії паротурбінною установкою, тис. кВт·год;

$Q_{\text{відп}}$ – фактичний відпуск теплової енергії паротурбінною установкою, Гкал;

ω – усереднений коефіцієнт термодинамічної цінності теплоти (КТЦ).

Відповідні питомі витрати палива на відпуск електричної та теплової енергії визначені відношеннями:

$$b_e = \frac{B_e}{E_{\text{відп}}} = \frac{B}{E_{\text{відп}} + \omega \cdot Q_{\text{відп}}}, \quad (3)$$

$$b_T = \frac{B_T}{Q_{\text{відп}}} = \frac{B \cdot \omega}{E_{\text{відп}} + \omega \cdot Q_{\text{відп}}}. \quad (4)$$

Загальна витрата палива B та фактичні відпуски електричної енергії $E_{\text{відп}}$ і теплової енергії $Q_{\text{відп}}$ відносяться до параметрів зовнішнього або комерційного обліку і припускаються відомими. Визначення даних параметрів не залежить від типу й індивідуальних особливостей паротурбінної установки.

Усереднений коефіцієнт термодинамічної цінності теплоти являє собою відношення питомих витрат палива:

$$\omega = \frac{b_T}{b_e}. \quad (5)$$

З огляду на те, що відношення питомих витрат палива пропорційне відношенню питомих витрат первинної теплоти (згідно з термодинамічним методом поділу витрат), формулу для визначення усередненого КТЦ електростанції можна представити у вигляді:

$$\omega = \frac{\eta_0 - \eta_e}{1 - \eta_e}, \quad (6)$$

де η_0 – ККД теоретичного циклу Ренкіна;

$\eta_e = \frac{E_{\text{відп}}}{29309 \cdot B}$ – фактичний електричний ККД нетто енергетичної установки (електростанції).

ККД теоретичного циклу Ренкіна визначається типом і параметрами паротурбінної теплофікаційної установки. Найпростіший (ідеальний) такий цикл представлений в $[h-s]$ -діаграмі на рис.1.

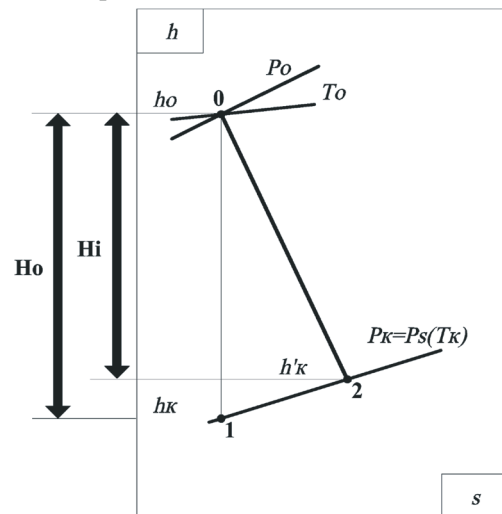


Рис. 1. Тепловий процес турбіни без проміжного перегріву пари та без регенеративних відборів в $[h-s]$ -діаграмі: точка 0 – теоретична точка початку процесу розширення пари в турбіні; точка 1 – теоретична точка кінця процесу розширення пари в турбіні; точка 2 – фактична точка кінця процесу розширення пари в турбіні; P_0, t_0, h_0 – тиск, температура та ентальпія свіжої пари; h'_k, h_k – ентальпія пари в кінці ізоентропійного та фактичного процесів розширення

Для визначення ККД теоретичного циклу Ренкіна, наведеного вище, можна скористуватися відношенням початкових та кінцевих параметрів робочого тіла:

$$\eta_0 = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h'_k}, \quad (7)$$

де h_0 – ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;

h_k – ентальпія відпрацьованого робочого тіла в теоретичній точці кінця процесу розширення пари в турбіні, кДж/кг;

h'_k – ентальпія відпрацьованого робочого тіла (конденсату) на лінії насичення при температурі охолоджуваної води, кДж/кг.

Значення ентальпій пари перед турбіною та відпрацьованого робочого тіла залежать від типу та індивідуальних особливостей ПТУ

і визначаються з таблиць термодинамічних властивостей води та водяної пари [12].

Існуючі серійні паротурбінні теплофікаційні установки, що працюють на ТЕЦ, розділяють за ступенями тиску і умовно відносять до різних, так званих технологічних, поколінь. Так до першого покоління відносять обладнання на тиск пари нижче 3,43 МПа (35 ата), що створене ще у 30-ті роки минулого століття, а тому в силу своєї надзвичайної давності не потребує аналізування.

В статті досліджуються паротурбінні теплофікаційні установки наступних технологічних поколінь [13–14]. Обладнання другого покоління являє собою ПТУ з протитиском або конденсаційного типу одиничною потужністю 4–12 МВт на номінальний тиск пари 3,43 МПа (35 ата) та на номінальну температуру пари 435 °С, що відповідає технологічному рівню 40-х – 50-х років. Допустимі граничні коливання номінальної температури пари таких установок знаходяться в межах від 420 ÷ 445 °С. ПТУ третього покоління технологічного рівня 50-х – 60-х років мають одиничну потужність 25–50 МВт і розраховані на тиск пари 8,83 МПа (90 ата) та на температуру пари 535 °С. В таких установках допускається коливання номінальної температури пари від 525 ÷ 540 °С. Паротурбінні теплофікаційні установки четвертого покоління, що створені у 60-х – 70-х рр., вже розраховані на номінальний тиск пари 12,8 МПа (130 ата) та на номінальну температуру пари 565 °С (допустимі граничні коливання 540 ÷ 570 °С). Теплофікаційні установки 5-го покоління розраховані на понадкритичний тиск пари 23,5 МПа (240 ата) з її проміжним перегрівом та на температуру пари 560 °С (допустимі граничні коливання 540 ÷ 570 °С).

Результати розрахунків за формулою (7) для існуючих серійних паротурбінних тепло-

фікаційних установок 2-го – 5-го технологічних поколінь (ступенів тиску) за даними [13], [14] наведені в таблиці 1.

З таблиці 1 видно, що отримані значення ККД теоретичного циклу Ренкіна умовно розділяють весь діапазон зміни початкової температури пари паротурбінної теплофікаційної установки на ділянки “низьких” та “високих” температур, в межах яких ККД змінюється не суттєво (тільки в третьому або навіть тільки в четвертому знаці). Рис. 2 демонструє безперечність такого висновку, наглядно доводячи слабкий вплив початкової температури пари в своєму експлуатаційному діапазоні змін кожної серійної ПТУ на ККД теоретичного циклу.

Аналогічно досліджуючи вплив температури охолоджувальної води на значення ККД теоретичного циклу серійних паротурбінних теплофікаційних установок, що розраховане за формулою (7), отримуємо залежність, яку наочно демонструє рис. 3 (як приклад, для значення початкової температури пари 540 °С).

З наведеного рис. 3 видно, що величина ККД теоретичного циклу ПТУ росте із зростанням початкового тиску пари перед турбіною і його значення тим менше, чим більше кінцева температура робочого процесу в паротурбінній теплофікаційній установці (охолоджувальної води).

Аналіз приведених вище залежностей (рис. 2 та рис. 3) для найпростіших схем серійних ПТУ 2-го – 5-го технологічних поколінь (ступенів тиску) дозволив визначити загальну емпіричну формулу, яка із дуже низькою похибкою, достатньою для практичних розрахунків, описує залежність ККД теоретичного циклу ПТУ від початкових та кінцевих параметрів пари:

$$\eta_0 = 0,0283 \cdot \ln P_0 + 0,3958 + (t_{\text{ов}} - 5) \cdot (1,6206 \cdot \ln P_0 - 17,2833) \cdot 10^{-4} + 1,4058 \cdot 10^{-4} \cdot (t_0 - 540) \quad (8)$$

Таблиця 1. ККД теоретичного циклу для серійних паротурбінних установок на різні початкові параметри пари (при $t_{\text{ов}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ – як для зимового періоду)

Тиск, ата (МПа)	Початкові параметри пари										ККД теоретичного циклу Ренкіна
	Температура, °С										
	420	430	440	445	525	530	540	550	560	570	
35 (3,43)	0,4138	0,4151	0,4165	0,4171	0,4283	0,4289	0,4305	0,4319	0,4334	0,4349	
90 (8,83)	0,4444	0,4457	0,4471	0,4478	0,4587	0,4594	0,4608	0,4622	0,4636	0,4650	
130 (12,8)	0,4539	0,4554	0,4569	0,4577	0,4693	0,4699	0,4714	0,4728	0,4743	0,4757	
240 (23,5)	0,4602	0,4632	0,4658	0,4670	0,4827	0,4836	0,4853	0,4869	0,4886	0,4902	

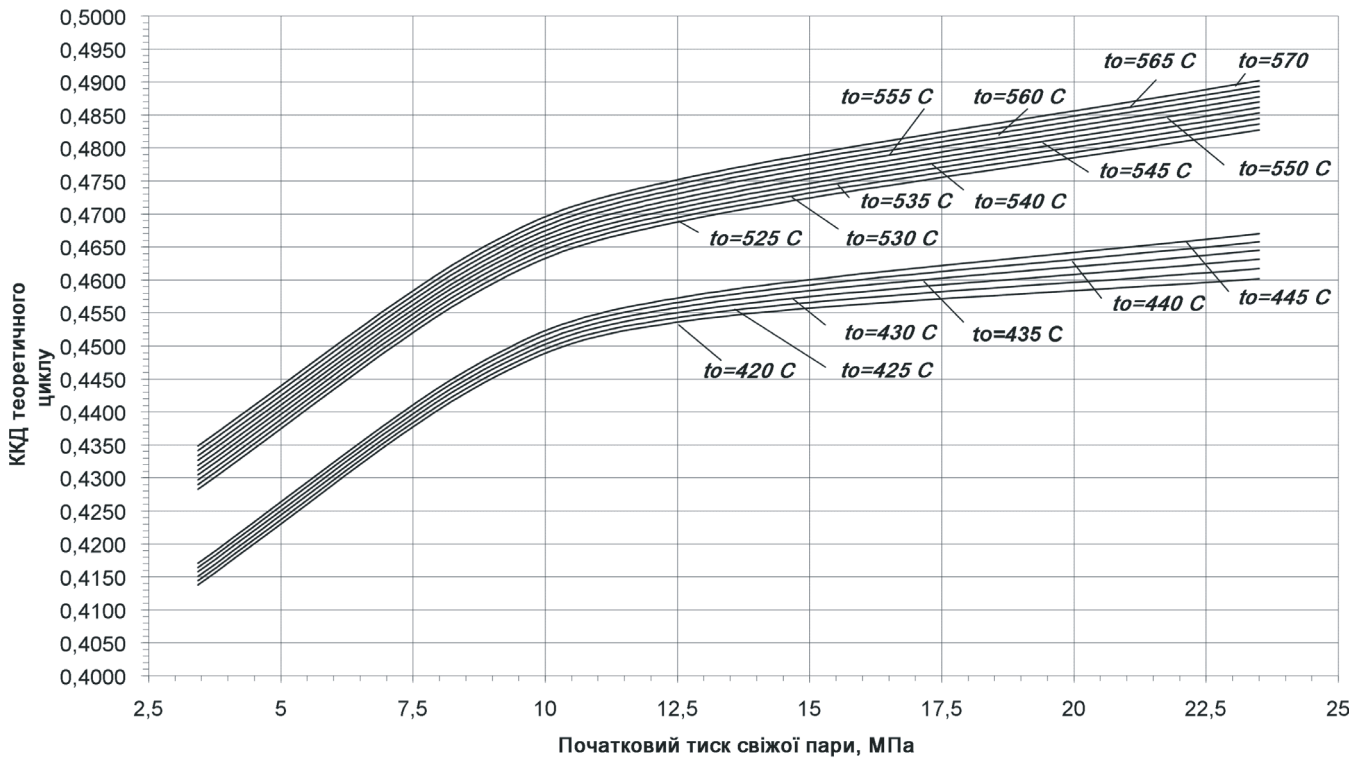


Рис. 2. ККД теоретичного циклу для серійних паротурбінних теплофікаційних установок на різні початкові параметри пари

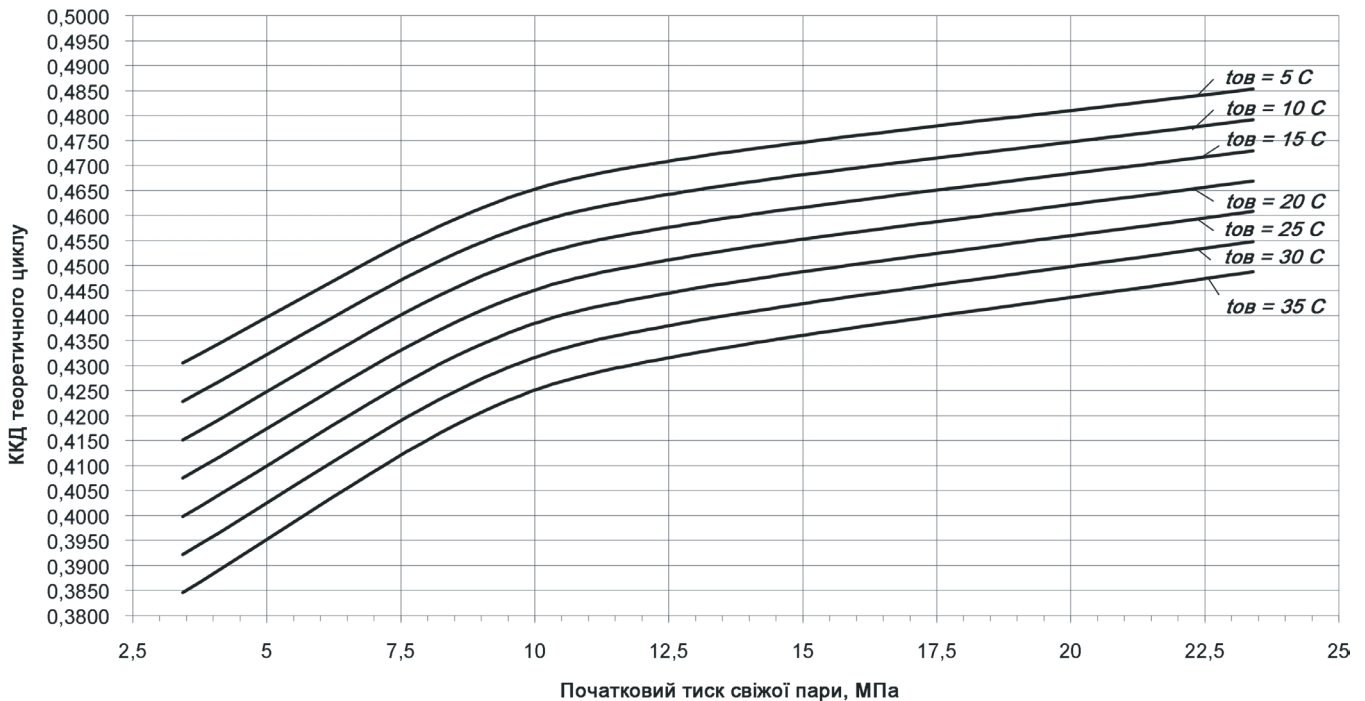


Рис. 3. ККД теоретичного циклу для серійних паротурбінних теплофікаційних установок на різні кінцеві температури робочого процесу

Всі коефіцієнти в формулі (8) визначені для значень P_0 в МПа та $t_0, t_{об}$ в °С.

Сучасні серійні паротурбінні теплофікаційні установки мають проміжний перегрів пари. Такий цикл представлений в $h-s$ -діаграмі на рис. 4.

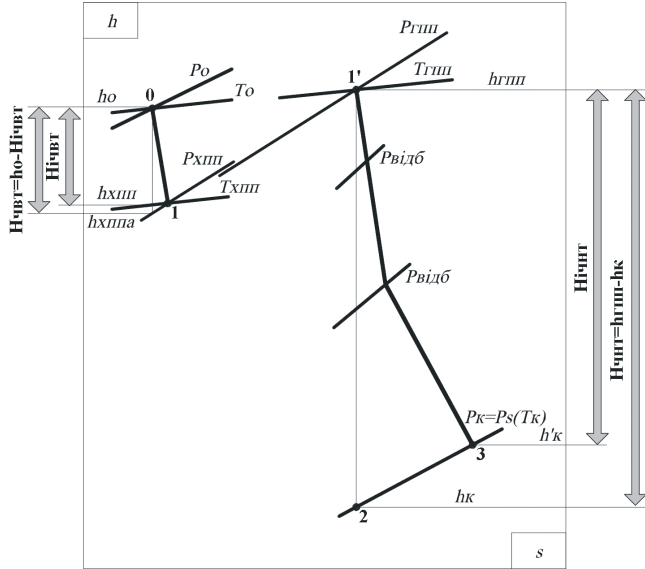


Рис. 4. Тепловий процес турбіни з проміжним перегрівом пари в $h-s$ -діаграмі

Для визначення ККД теоретичного циклу такої паротурбінної теплофікаційної установки, можна скористуватися наступним відношенням початкових та кінцевих параметрів робочого тіла:

$$\eta_0 = \frac{h_0 - h_{хпп} + h_{гпп} - h_k}{h_0 - h_{хпп} + h_{гпп} - h'_k}, \quad (9)$$

де h_0 – ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;
 $h_{хпп}, h_{гпп}$ – ентальпія пари за ЦВТ і відповідно після проміжного перегріву пари, кДж/кг;

h_k – ентальпія відпрацьованого робочого тіла в теоретичній точці кінця процесу розширення пари в турбіні, кДж/кг;

h'_k – ентальпія відпрацьованого робочого тіла (конденсату) на лінії насичення при температурі охолоджуваної води, кДж/кг.

Проводячи аналогічні міркування як і для ПТУ без проміжного перегріву, для паротурбінних теплофікаційних установок з проміжним перегрівом пари формула (8) набуває вигляду:

$$\eta_0 = 0,0209 \cdot \ln P_0 + 0,435 + (t_{ос} - 5) \cdot (0,9332 \cdot \ln P_0 - 15,479) \cdot 10^{-4}. \quad (10)$$

Останнім членом в формулі (10) було знехтувано внаслідок незначної залежності ККД

теоретичного циклу від початкової температури свіжої пари (в експлуатаційному діапазоні таких ПТУ 540 ÷ 570 °С).

Теплофікаційні паротурбінні установки діючих електростанцій комбінованого виробництва мають, як правило, одну або дві точки відбору теплоти для зовнішніх споживачів з різними значеннями температури та тиску. При такій диференціації зовнішніх потоків теплоти в формулах (1) – (4) необхідно приймати середньозважене значення коефіцієнта термодинамічної цінності теплоти (КТЦ) по фактичних відпусках тепла з кожного відбору турбіни:

$$\omega = \frac{\sum_{i=1}^M \omega_i \cdot Q_i}{Q_{відп}}, \quad (11)$$

де M – кількість точок відбору, з яких здійснюється зовнішній відпуск тепла;

ω_i – значення коефіцієнта термодинамічної цінності теплоти (КТЦ) кожного відбору;

Q_i – зовнішній відпуск теплоти з кожного відбору ПТУ, Гкал;

$Q_{відп} = \sum_{i=1}^M Q_i$ – фактичний відпуск теплової енергії паротурбінною установкою, Гкал.

Залежність КТЦ кожного відбору для ПТУ з відборами теплоти різних потенціалів, набуває вигляду:

$$\omega_i = \omega_0 + A \cdot \ln \frac{P_i}{P_0}, \quad (12)$$

де $\omega_0 = 1 - 273 \cdot s_0 / h_0$ – коефіцієнт термодинамічної цінності теплоти (КТЦ) за станом пари перед паровою турбіною;

A – індивідуальна константа турбоустановки;

P_i – тиск частково відпрацьованої пари, МПа;

P_0 – тиск пари перед турбіною, МПа.

Для відборів пари турбін без проміжного перегріву пари, а також для відборів пари турбін з проміжним перегрівом пари, із тиском, вищим за тиск проміжного перегріву, константа A може бути прийнята рівною 0,0365. Для відборів пари після проміжного перегріву цей показник може бути прийнятий рівним 0,045.

В перспективі подальшого розвитку лежить розробка методик для ТЕС з більш складними енергоустановками, такими як, наприклад, ПТУ з супернадкритичними параметрами пари, парогазові установки (ПГУ) тощо.

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтовано необхідність і доцільність впровадження нової методики для визначення витрат палива на відпуск електричної та теплової енергії на теплових електростанціях на базі термодинамічного методу.

2. Прозорість і доступність термодинамічного методу може бути основою Державного стандарту України “Енергозбереження. Енергоємність технологічного процесу вироблення електричної та теплової енергії, які відпущені від ТЕС”.

1. Горшков А. С. Технично-экономические показатели тепловых электростанций / Горшков А. С. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 240 с.
2. 100 лет теплофикации и централизованному теплоснабжению в России /Сб. статей под ред. В. Г. Семенова. – М.: Новости теплоснабжения, 2003.
3. Pustovalov Ju. V. Exergetic Method of cost Distribushion for Co-generation Plants from idea (1926) Up to The present Day.–Energy system and Ecology / Ju. V. Pustovalov // Proceeding of The Int. Conf. – Poland, Cracow. – 1993. – July 5–9. – p. 513–526.
4. Прайб А. И. Термодинамический потенциал как критерий оценки первичной стоимости производства пара на комбинированных станциях / Прайб А. И. – К.: Гостехнаукиздат. Киевский индустриальный институт. – 1937. – № 2. – с. 305–315.
5. Нитч Р. Эксергетическое разделение затрат комбинированной выработки тепла и электрической энергии и введение эксергетического тарифа на тепло для отопления / Нитч Р. // Энергия и эксергия [Под ред. В. М. Бродянского]. – М: Мир, 1968. – с. 106–121.
6. ГКД 34.09.103-96. Расчет отчетных технико-экономических показателей электростанции о тепловой экономичности оборудования. Методические указания, Киев 1996, 137 с.
7. ГКД 34.09.108-98. Распределение расхода топлива на тепловых электростанциях на отпущенную электрическую и тепловую энергию при их комбинированном производстве. Методика, Киев 1998.
8. Дубовской С. В. Термодинамический метод разделения затрат в комбинированных энергетических процессах / С. В. Дубовской // Промышленная теплотехника. – 1995. – Т. 17. – № 1–3. – с. 85–92.
9. Дубовской С.В. Расчет показателей энергетической эффективности паротурбинных теплофикационных установок термодинамическим методом / С. В. Дубовской // Промышленная теплотехника. – 1996. – № 6. – с. 78–81.
10. Дубовской С.В. Достоверность показателей тепловой экономичности комбинированного производства электрической и тепловой энергии / С. В. Дубовской // Проблемы загальної енергетики. – 2001. – № 4. – с. 12–17.
11. Дубовской С.В. Достоверность методов оценки показателей тепловой экономичности ТЭС с комбинированным производством электрической и тепловой энергии / С. В. Дубовской // Проблемы загальної енергетики. – 2001. – № 5. – с. 33–41.
12. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: М. – Издательство стандартов. – 1969. – 408с.
13. Шляхин П. Н. Краткий справочник по паротурбинным установкам / П. Н. Шляхин, М. Л. Бершадский. – М.: Энергия, 1979. – 214 с.
14. Бойко Е. А. Тепловые электрические станции (паротурбинные энергетические установки ТЭС): Справочное пособие / Е. А. Бойко, К. В. Баженов, П. А. Грачев. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 152 с.