

УДК 621.311.22

## Сучасні системи тепло- та паропостачання промислових підприємств при застосуванні глибокої утилізації енергетичного потенціалу технологічної пари

О. Г. Погосов<sup>1</sup>, Н. В. Чепурна<sup>2</sup>, П. О. Пасічник<sup>3</sup>, Є. О. Кулінко<sup>4</sup>, А. А. Дорошенко<sup>5</sup>

<sup>1</sup>к.т.н., доц. КНУБА, м. Київ, Україна, pogosov\_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897

<sup>2</sup>к.т.н., доц. КНУБА, м. Київ, Україна, chepurayanv@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8044-7563

<sup>3</sup>к.т.н., доц. КНУБА, м. Київ, Україна, pasichnik.pavlo@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8499-6949

<sup>4</sup>асист., КНУБА, м. Київ, Україна, yevhen\_kulinko@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8834-3600

<sup>5</sup> директор ТОВ «Комплексне проектування та будівництво», м. Київ, Україна

*Анотація.* Системи промислового паропостачання як різновид систем теплопостачання є великим споживачем первинної енергії. За рахунок специфічності термодинамічних парових процесів ці системи на практиці мають значущі невикористовувані потенціали вторинних енергетичних ресурсів. Сучасні системи паропостачання повинні будуватись на підставі оцінки їх ексергетичного коефіцієнта корисної дії. В статті показано модернізовані теплові схеми систем паропостачання, для яких можливе досягнення додаткової електричної потужності на рівні 135-250 кВт/(кг/с) при роботі пристроїв з відносним внутрішнім коефіцієнтом корисної дії до 60-70%. В комплексі зі збільшенням відсотку повернення конденсату та утилізацією вторинних енергетичних ресурсів, підвищення енергетичного ККД системи становить 2-4%, а абсолютне значення ексергетичної ефективності – 16...22 % з урахуванням ексергетичної ефективності котлоагрегату.

*Ключові слова:* промислова енергетика, паропостачання, парова турбіна, ексергія, ексергетичний ККД.

**Вступ.** Системи паропостачання промислових підприємств, як різновид систем теплопостачання, є великим споживачем первинної енергії в загальнонаціональних енергобалансах. В свою чергу за рахунок специфічності термодинамічних парових процесів системи паропостачання промислових підприємств на практиці мають значущі невикористовувані потенціали вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). Сучасні системи паропостачання повинні будуватись внятковно з оцінюванням їх ексергетичного ККД, що дасть змогу оцінювати ефективність таких систем валово у всіх елементах життєвого циклу проекту: енергетичному, економічному, екологічному та навіть соціальному.

**Актуальність дослідження.** В сучасному світі, коли системи теплопостачання розвиваються по шляху низькотемпературних джерел енергії та відповідних споживачів, системи паропостачання промислових підприємств з огляду на очевидні технологічні особливості залишаються високотемпературними. В свою чергу очевидним є низька ексергетична ефективність систем з значно віддаленими температурними рівнями джерела та споживача. Тому для таких систем вкрай актуальним є дослідження впливу відборів ВЕР на ексергетичну ефективність підприємств.

**Основна частина.** Для побудови енергоефективних системи паропостачання промислових були застосовані наступні підходи:

- утилізації теплової енергії пари вторинного кипання в балансі орієнтовно до вироблення електричної енергії (не теплової);
- застосування турбін малої потужності з високим відносним внутрішнім ККД при прямій заміні редуційно-охолоджувальних вузлів (РОУ);
- застосування непрецензійних відцентрових одноступеневих турбін в сучасних схемах паропостачання (при умові утилізації теплоти пари вторинного кипання);
- орієнтування на термодинамічну досконалість системи (ексергетичну ефективність).

Розглянемо схему системи паропостачання, для якої РОУ замінено на парову турбіну малої потужності (послідовна система паропостачання з використанням динамічного потенціалу гострої насиченої пари). Схему системи зображено на Рис. 1.

Питанням застосування парових турбін малої потужності для системи паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу гострої насиченої пари присвячено значну кількість праць [1, 2, 3, 4].

Ключовим для наявних парових турбін малої потужності є підвищення відносного внутрішнього ККД (з метою наближення до наявних теплоперепадів), що виносить параметрів пари за турбіною в область вологої пари.

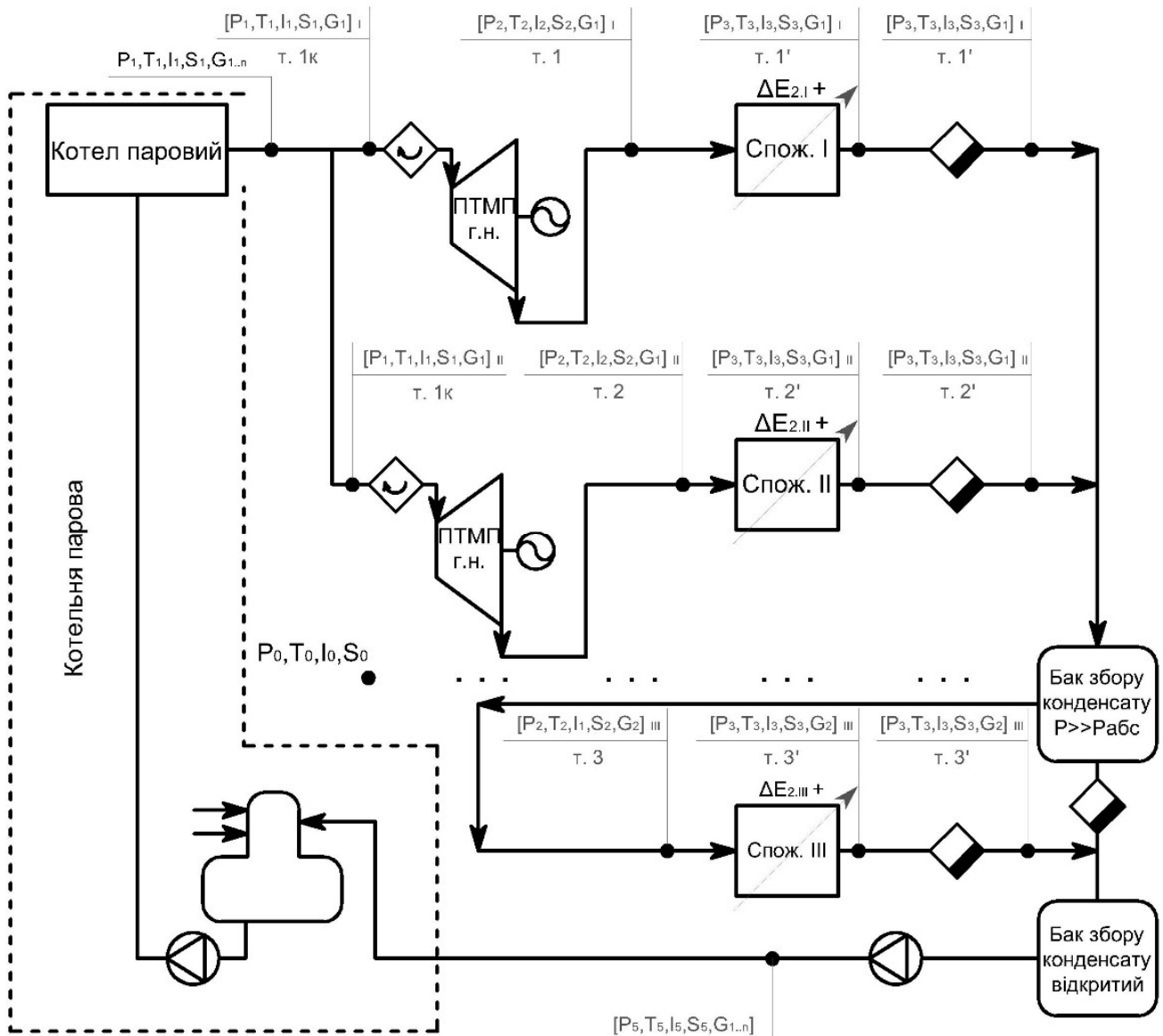


Рис. 1. Принципова схема системи паропостачання з прямою заміною РОУ та утилізацією динамічного потенціалу гострої насиченої пари

Це в свою чергу зменшує енергетичний рівень технологічного процесу, що в результаті впливає на якісні та кількісні виробничі показники. Крім цього, необхідність витримувати високі значення внутрішнього відносного ККД призводить до збільшення питомих вартісних характеристик пристрою.

Принципова схема системи паропостачання з прямою заміною РОУ та утилізацією динамічного потенціалу гострої насиченої пари включає в себе парову котельню, турбіну малої потужності та споживачів системи, підключених паралельно, конденсатовідвідники, центральний бак збору конденсату, та технологічний та/або комунально-побутовий споживач (ТКПС), підключений до баку збору.

В схемі насичена пара з параметрами  $P_1, T_1, I_1, S_1, G_{1..n}$  надходить до центральної парової гребінки, після якої розподіляється на споживачів системи. Після парової гребінки пара з параметрами  $P_1, T_1, I_1, S_1, G_i$  надходить до турбіни, після якої отримує параметри  $P_2, T_2, I_2, S_2, G_{i+ROU}$ , необхідні для роботи  $i$ -го споживача. При цьому протікає процес перетворення теплової енергії пари в механічну енергію валу турбіни. В споживача, приймаючи до уваги припущення, протікає процес повної конденсації насиченої водяної пари. Застосування конденсатовідвідника показано для розуміння неможливої поточної повної конденсації насиченої пари в споживача з метою унеможливлення пропуску газової фази і більш повного спрацювання

енергії фазової складової.

Після конденсатівідвідника пара з параметрами  $P_2, T_2, I_2, S_2, G_1 + POУ$  надходить до центрального баку збору конденсату, де відбувається відбір вторинної пари на ТКПС. Надлишки пари вторинного скипання скидаються в атмосферу.

Базуючись на принципах максимального використання вторинних енергоресурсів системи

паропостачання промислового підприємства пропонується послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання (рис. 2), для якої проведено термодинамічний аналіз (рис. 3 і 4).

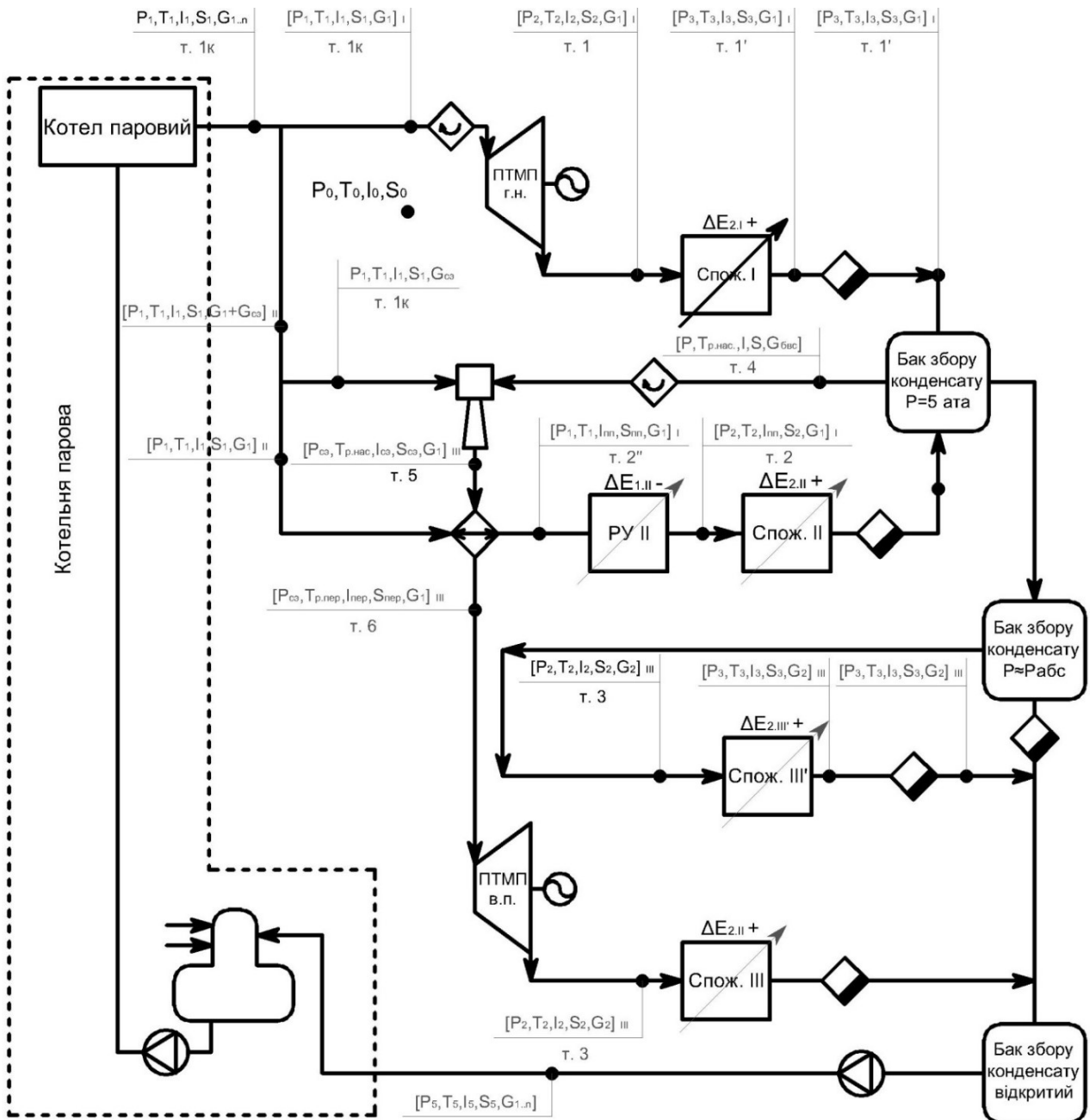


Рис.2. Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання



Рис.3. Фрагмент TS-діаграми води та водяної пари. Характерні термодинамічні процеси паралельної схеми паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу гострої насиченої пари



Рис.4. Фрагмент TS-діаграми води та водяної пари. Характерні термодинамічні процеси послідовної схеми паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання

Відпрацьована пара першого та другого споживачів надходять до закритого баку вторинного скипання, тиск в якому не повинен перевищувати тиск пари другого споживача. Тиск баку вторинного скипання підтримується струминним паровим ежектором, який в якості ежектуючої речовини використовує гостру насичену пару з котельні. Оптимальне значення тиску в баку вторинного скипання визначається з умов максимального значення тиску за СПЕ та мінімальної витрати гострої пари. Відпрацьований конденсат баку вторинного скипання надходить до закритого баку, для якого тиск практично дорівнює атмосферному. Можливі зміни тиску в закритому «атмосферному» баку призводять до утворення певної кількості пари вторинного скипання, яка напряму або через бак-акумулятор може бути спожита комунально-побутовим споживачем (наприклад технологічним ГВП). Пара за СПЕ надходить до пароперегрівача, де протікає теплообмін між нею та гострою насиченою парою. Таким чином теплообмінник заміняє собою охолоджувальну частину РОУ третього споживача, при цьому кондиціуючи (перегрівуючи)

пару за СПЕ до параметрів, оптимальних для роботи турбіни.

Особливістю схеми є використання турбіни малої потужності, для якої не висуваються вимоги щодо високого відносного внутрішнього ККД (дослідження таких турбін стали вкрай актуальними останніми роками та відображені в працях [5, 6]). Для такої турбіни фактичний тепловперепад створюється з використанням ВЕР, а параметри за нею повинні забезпечити відповідного споживача.

Фізична (концептуальна) модель системи паропостачання представлена у вигляді термодинамічного аналізу систем паропостачання. Аналізуються характерні процеси перетворення та станів пари і конденсату.

Для оцінки потужності турбіни в залежності від параметрів технології може бути використаний підхід, наведений нижче. Потужність турбіни в результаті визначається за формулою (1). Витрата пари на турбіну визначається згідно залежності:

$$G_{\text{турб}} = \frac{n+1}{n} \cdot G_{\text{БВС}} = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{\sum_1^i G_{i,\text{БВС}} \cdot \frac{\sum_1^i (G_{i,\text{БВС}} \cdot I_{i,\text{к,БВС}})}{\sum_1^i G_{i,\text{БВС}}} - I_{\text{вих,БВС}}}{r_{\text{р=рБВС}}}, \quad (1)$$

т/год

Параметри СПЕ знаходяться згідно номограм станів. Ентальпія пари перед турбіною визначається згідно залежності

$$I_{\text{турб}} = I_{\text{СПЕ}} + \frac{G_{i+1} \cdot (I_{\text{гостр}} - I_{i+1})}{G_{\text{турб}}}, \quad \text{кДж/кг} \quad (2)$$

При застосуванні послідовної схеми паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання при ступені сухості вихідної пари не менше 95-96% можливо досягнення додаткової електричної потужності на рівні (рис. 5):

- (135-140, кДж/кг) × (G<sub>III</sub>, кг/с) при використанні пристроїв з невисоким відносним внутрішнім ККД на рівні 35-40%
- (215-250, кДж/кг) × (G<sub>III</sub>, кг/с) – з відносним внутрішнім ККД 60-70%.

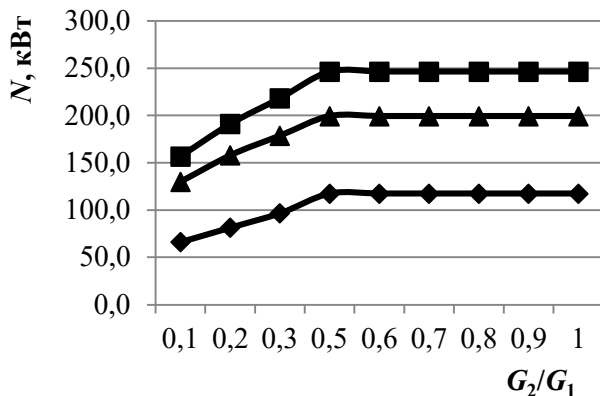


Рис.5. Зміна потужності турбіни від різних параметрів системи та в умовах змінної витрати пари на 2 споживачі (при витраті 1-го споживача на рівні 10 т/год):

- – параметри "котел-споживач 1-споживач 2-споживач 3" - 25-16-5-1 Ата;
- ▲ – параметри "котел-споживач 1-споживач 2-споживач 3" - 16-16-5-1 Ата;
- ◆ – параметри "котел-споживач 1-споживач 2-споживач 3" - 13-5-3-1 Ата

Для оцінювання термодинамічної досконалості систем пропонується послідовний підхід до визначення енергетичних та ексергетичних показників роботи елементів системи.

Очевидно, що теплота фазового переходу

«вода-пара» з підвищенням тиску пари зменшується, що об'єктивно дозволяє збільшувати паропроодуктивність котла. Характерні значення зміни теплоперепадів на ключових елементах котлоагрегату наведені в табл 1 та на рис. 6.

Таблиця 1  
Характерні теплоперепадів в елементах котлоагрегату при зміні тиску пари

Тиск пари, Ата	Ентальпія пари, кДж/кг	Ентальпія конденсату, кДж/кг	Теплота фазового переходу, кДж/кг	Теплоперепад на жив. насосі (ЖН), кДж/кг	Загальний теплоперепад котла, кДж/кг
2,5	2716	537	2179	201	2380
2,8	2721	553	2168	217	2385
3,1	2724	567	2157	231	2388
3,4	2728	579	2149	243	2392
3,7	2732	594	2138	258	2396
4	2735	606	2129	270	2399
4,3	2738	618	2120	282	2402
4,6	2741	627	2114	291	2405
4,9	2744	637	2107	301	2408
6	2754	674	2080	338	2418
7	2761	698	2063	362	2425
8	2764	723	2041	387	2428
10	2777	765	2012	429	2441
12	2783	803	1980	467	2447
14	2788	832	1956	496	2452
16	2788	862	1926	526	2452
18	2797	887	1910	551	2461
20	2798	912	1886	576	2462
22	2798	932	1866	596	2462
24	2801	957	1844	621	2465
26	2798	974	1824	638	2462
28	2797	992	1805	656	2461

Отримані дані свідчать про значне зменшення теплоти фазового переходу «вода-пар» при зростанні вихідного тиску пари. Проте повний теплоперепад котлоагрегату залишається практично незмінним, що пов'язано із необхідністю збільшення затрат енергії на ЖН.

Таким чином в загальному енергетичному балансі тиск пари за котлоагрегатом (при постійній температурі зворотного конденсату) не впливає на його енергетичний ККД.

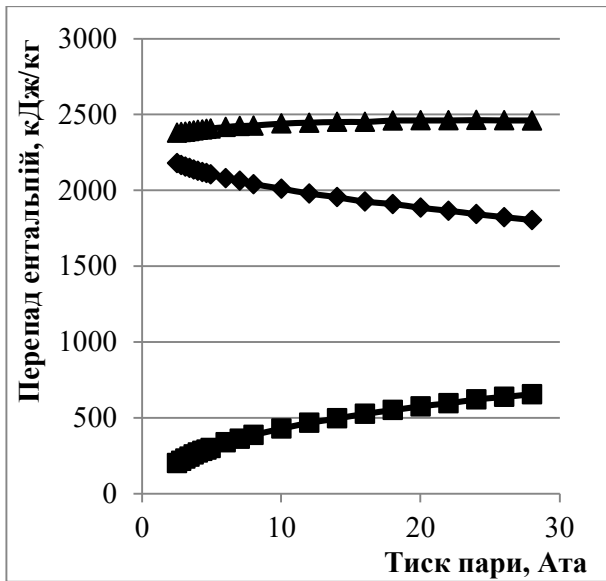


Рис. 6. Залежність характерних теплоперепадів від вихідного тиску пари:  
 ■ – теплоперепад на ЖН, ◆ – теплота фазового переходу пари, ▲ – наявний повний теплоперепад на котлоагрегаті

Оцінимо зміну ексергетичного ККД котлоагрегату при зміні вихідних параметрів пари. Проведемо обчислення ексергетичного ККД котла для вироблення методики його оцінки.

До кожного кілограму пари за рахунок теплообміну з  $m$  кг газів підводиться теплота рівна  $(h_n - h_{3d})$ .

Для цього повітря за рахунок спалювання палива повинно бути нагріте від температури  $t_0 = 10$  °С до температури  $t_4 = 2000$  °С (калориметрична температура горіння умовного палива) з витратою теплоти палива, що дорівнює  $q_{пал}$ .

Витрата повітря (тобто продуктів згорання) в розрахунку на 1 кг пари становитиме

$$m = (h_n - h_{3d}) / [\eta_{ка} \cdot (h_4 - h_{0,e})] = (3471,4 -$$

$$- 136,7) / [0,91 \cdot (2597,2 - 284,5)] = 1,5845 \text{ кг/кг пари}$$

Ексергія цієї кількості повітря дорівнює

$$e_4 = m \cdot [(h_4 - h_{0,r}) - T_0 \cdot (s_4 - s_{0,e})] = 1,5845 \cdot [(2597,2 - 284,5) - 283,15 \cdot (9,1476 - 6,8307)] = 2625,7 \text{ кДж.}$$

Таким чином, втрата ексергії при згоранні палива становитиме

$$\Delta e_{ce} = e_{пал} - e_4 = 3664,5 - 2625,7 = 1038,8 \text{ кДж}$$

Підведення теплоти до води та водяної пари здійснюється при ізобарному відводі її від газоподібних продуктів згорання. При цьому виникає велика втрата ексергії через теплові втрати в навколишнє середовище, включаючи втрати з відхідними газами, і внаслідок необоротності процесу теплообміну між газами і водяною парою при кінцевій різниці температур. Ці втрати можна представити, скориставшись введенням в поняттям ексергетичної температури  $\tau_e = 1 - T_0/T$ . У діаграмі  $\tau_{e,q}$  ексергія теплоти, відданої газами, і ексергія теплоти, підведеної до води та водяної пари, зображуються площами під відповідними лініями, що представляють зміну ексергетичної температури теплоносіїв (рис. 7). Втрати ексергії внаслідок необоротності теплообміну в цій діаграмі зображується заштрихованою площею, а втрати ексергії з димовими газами - двічі заштрихованою площею.

Чисельно ж обидві ці втрати сумарно можна знайти як різницю між витраченою ексергією газів  $e_4$  і ексергією, отриманою водою і паром ( $e_n - e_{3d}$ )

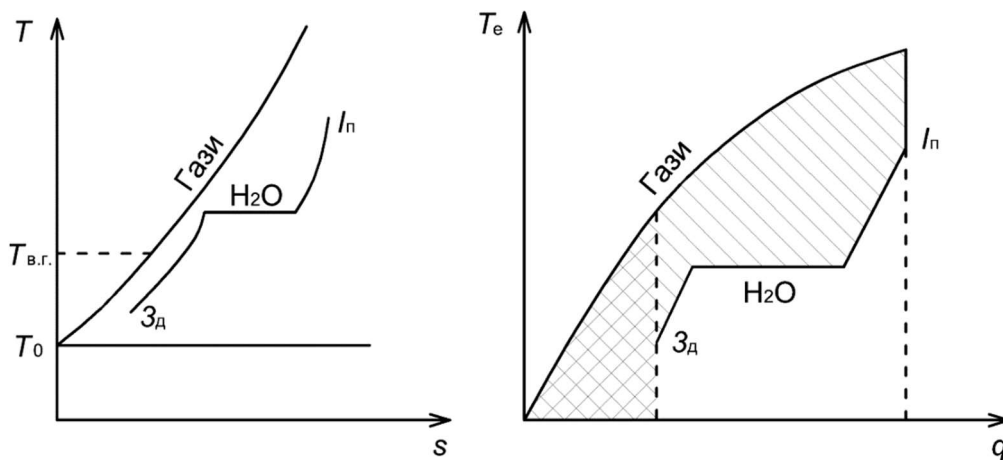


Рис.7. Діаграми ексергетичних складових пари та продуктів згорання

$$\Delta e_{мет} = e_4 - (e_n - e_{з'}) = 2625,7 - (1600,8 - 15,6) = 1041,3 \text{ кДж}$$

Таким чином, загальна втрата ексергії в паровому котлі становить

$$\Delta e_{ка} = \Delta e_{сз} + e_{мет} = 1038,8 + 1041,3 = 2080,1 \text{ кДж,}$$

а ексергетичний ККД його дорівнює

$$\eta_{ex}^{ка} = 1 - \Delta e_{ка} / e_{пал} = 1 - 2080,1/3664,5 = 0,432$$

Ентальпію продуктів згоряння на виході з котла  $h_{в.з.}$  можна визначити з теплового балансу  $(h_n - h_{з0}) = m \cdot (h_4 - h_{в.з.})$ . Звідси

$$h_{в.з.} = h_4 - (h_n - h_{з0})/m = 2597,2 - (3471,4 - 136,7)/1,5845 = 492,6 \text{ кДж/кг}$$

і, визначивши термодинамічні параметри стану пари, можна знайти  $t_{в.г.} = 214,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $s_{в.г.}^0 = 7,3816$  і розрахувати ексергію відхідних газів

$$e_{в.з.} = m \cdot [(h_{в.з.} - h_{0,з}) - T_0 \cdot (s_{в.з.}^0 - s_{0,з})] = 1,5845 \cdot [(492,6 - 284,5) - 283,15 \cdot (7,3816 - 6,8307)] = 82,6 \text{ кДж/кг пари.}$$

Варіюючи вихідні дані щодо параметрів пари на виході з котла, отримано залежність ексергетичного ККД від тиску вихідної пари. В загальному вигляді залежність щодо визначення ексергетичного ККД котлоагрегату виглядає [7-10]

$$\eta_{екс,к} = 1 - \frac{\Delta e_{ка}}{e_{пал}} \quad (3)$$

Використовуючи методичний підхід, викладений вище, римаємо залежність визначення ексергетичного ККД котла

$$\eta_{екс,к} = 1 - \frac{e_{конд} - e_{пара} + e_{пал}}{e_{пал}} \quad (4)$$

Ця залежність може бути трансформована

$$\eta_{екс,к} = \frac{e_{конд}}{e_{пал}} + \frac{e_{пара}}{e_{пал}} \quad (5)$$

Приймаючи до уваги, що

$$e_{пал} = q_{пал} = (h_n - h_{з0})/\eta_{ка},$$

в кінцевому вигляді отримаємо залежність

$$\eta_{екс,к} = \frac{e_{конд}}{e_{пал}} + \frac{e_{пара}}{e_{пал}}; \quad (6)$$

$$\eta_{екс,к} = \frac{T_{пара} \cdot S_{пара} - T_{конд} \cdot S_{конд} - I_{пара} + I_{конд}}{I_{пара} - I_{конд}} \times \eta_{ен,к} \quad (7)$$

При зіставленні результатів енергетичного і ексергетичного аналізу звертає на себе увагу велика різниця в оцінці втрат в паровому котлі. Енергетичний ККД котлоагрегату значно вищий ніж ексергетичний. Пов'язано це з тим, що при енергетичному аналізі котел розглядається фактично як теплообмінник, в якому є втрати з газами і за рахунок теплообміну з навколишнім середовищем. Як організовані процеси використання хімічної енергії палива і передачі теплоти воді і парі при цьому не враховується. При ексергетичному ж аналізі показується роль процесу спалювання палива.

При спалюванні палива втрачається  $\Delta e_{ст}/e_{пал}$  значна частина ексергії хімічної енергії палива. Це свідчить про те, що спалювання палива є не кращим способом використання його хімічної енергії. Кращі показники можуть бути отримані, наприклад, при використанні палив в електрохімічних перетворювачах (паливних елементах). Так наприклад, при здійсненні реакції метан + кисень в такому устаткуванні вся хімічна енергія може бути перетворена в роботу (тобто в ексергію).

Другою складовою втрат ексергії в паровому котлі є втрати з відхідними продуктами згоряння, зменшити які можна тільки знизивши температуру, при якій вони залишають котел, і за рахунок теплових втрат в навколишнє середовище. Вона визначається тими ж факторами, що і враховуються при енергетичному аналізі. Величина цих втрат залежить від конструкції і якості виготовлення котла.

Наступна складова втрат ексергії обумовлена необоротністю процесу передачі теплоти від газів до води і пари при значній різниці температур. Саме вона характеризує котел з точки зору досконалості процесу перетворення енергії. Середня температура робочого тіла циклу в процесі підведення теплоти тут значно нижче середньої температури верхнього теплового джерела - гарячих газоподібних продуктів згоряння.

Наводяться параметри характерних точок

для варіанту компоновки системи паропостачання зі споживачами.

1. Параметри пари за котлом:  
 $P_{1.0} = 13$  Ата;  $T_{1.0} = 195,3$  °С;  
 $I_{1.0} = 2786$  кДж/кг;  $S_{1.0} = 6460$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.0} = 11,1$  т/год.
2. Споживач 1 (пара):  
 $P_{1.1} = 5$  Ати;  $T_{1.1} = 159$  °С;  $I_{1.1} = 2754$  кДж/кг;  
 $S_{1.1} = 6752$  Дж/(кг·К);  $G_{1.1} = 10$  т/год;  
 $I_{1.1(H_2O)} = 892$  кДж/кг.

Параметри продукції на виході:  
 $T_{1.1*} = 150$  °С;  $S_{1.1*} = 1848$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.1*} = 32505,79$  кг/год.

3. Споживач 2 (пара):  
 $P_{1.11} = 3$  Ата;  $T_{1.11} = 148$  °С;  
 $I_{1.11} = 2747$  кДж/кг;  $S_{1.11} = 6912$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.11} = 1,1$  т/год;  $I_{1.11(H_2O)} = 637$  кДж/кг.

Параметри продукції на виході:  
 $T_{1.11*} = 150$  °С;  $S_{1.11*} = 1848$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.11*} = 4051,876$  кг/год.

4. Споживач 3 (пара):  
 $P_{1.111} = 0,5$  Ати;  $T_{1.111} = 111$  °С;  
 $I_{1.111} = 2691$  кДж/кг;  $S_{1.111} = 7212$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.111} = 0,12$  т/год;  $I_{1.111(H_2O)} = 339$  кДж/кг.

Параметри продукції на виході:  
 $T_{1.111*} = 95$  °С;  $T_{1.111**} = 70$  °С;  
 $S_{1.111*} = 1253$  Дж/(кг·К);  
 $S_{1.111**} = 964$  Дж/(кг·К);  
 $G_{1.111*} = 2562,14$  кг/год.

5. Параметри навколишнього середовища:  
 $P_0 = 1$  Ата;  
 $T_0 = 20$  °С;  
 $S_0 = 301$  Дж/(кг·К);  
 $\phi_0 = 0,5$  од.

1. Втрати ексергії в технологічних процесах розраховуються згідно методики:

- питомі втрати ексергії:  
 $\Delta e_I = 90,909$  кДж/кг;  
 $\Delta e_{II} = 90,909$  кДж/кг;  
 $\Delta e_{III} = 19,973$  кДж/кг.
- втрати ексергії:  
 $\Delta E_I = 820,852$  кВт;  
 $\Delta E_{II} = 102,32$  кВт;  
 $\Delta E_{III} = 14,215$  кВт.

Сумарні втрати ексергії:  
 $\sum \Delta E = 937,387$  кВт.

2. Ексергія потоку пари на виході з котла розраховується згідно методики:

Питома ексергія пари на виході з котла –  
 $e_{1.0} = 981,413$  кДж/кг.  
 Ексергія пари на виході з котла –  
 $E_{1.0} = 3026,023$  кВт.

3. Нульова ексергія води розраховується згідно з методикою:  
 $e_{0H_2O} = 93,828$  кДж/кг.

4. Ексергія потоку пари за РОУ I розраховується згідно з методикою:

Питома ексергія потоку пари за РОУ I –  
 $e_{1.1} = 863,857$  кДж/кг.

Ексергія потоку пари за РОУ I –  
 $E_{1.1} = 2399,603$  кВт.

5. Ексергія потоку пари за РОУ II розраховується згідно методики:

Питома ексергія потоку пари за РОУ II –  
 $e_{1.11} = 809,977$  кДж/кг.

Ексергія потоку пари за РОУ II –  
 $E_{1.11} = 247,493$  кВт.

6. Потужність турбін розраховується згідно методики:  
 $N_I = 64,13$  кВт;  $N_{II} = 7,75$  кВт.

Проводячи аналіз схемних рішень енергоефективних систем паропостачання промислових підприємств та використовуючи запропонований підхід отримано значення ексергетичної ефективності на рівні 18-22% (табл. 2).

Таблиця 2  
 Ексергетична ефективність енергоефективних систем паропостачання з характерними параметрами системи паропостачання та технологій

Параметри пари за котлом		Параметри 1-го споживача		Параметри 2-го споживача		Параметри 3-го споживача		$\eta_{ex}, \%$	$\eta_{ex+k}, \%$ (з урахуванням котельні)
$P_{1.0},$ Ата	$T_{1.0},$ °С	$P_{1.1},$ Ати	$T_{1.1},$ °С	$P_{1.11},$ Ати	$T_{1.11},$ °С	$P_{1.111},$ Ати	$T_{1.111},$ °С		
Паралельна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу гострої насиченої пари									
13	195,3	5	159	3	148	0,5	111	36,9	16,61
23	221,7	16	204	4	152	0,5	111	40,3	20,15
Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання									
13	195,3	5	159	3	148	0,5	111	40,5	18,23
23	221,7	16	204	4	152	0,5	111	43,5	21,75

### Висновки

1. Заміна РОУ на турбіни малої потужності без використання ВЕР та без додаткового кондиціонування параметрів пари дозволяє отримати додаткову електричну потужність на рівні для першого споживача при перепаді 25/16 Ата - на рівні  $(20-25 \text{ кДж/кг}) \times (G, \text{ кг/с})$  кВт, для другого при перепаді 25/5 Ата -  $(150-160 \text{ кДж/кг}) \times (G, \text{ кг/с})$ .

2. Влаштування турбіни, що працює в якості утилізатора ВЕР вторинної пари, параметри якої



кондиційовані гострою парою з котельні, дозволяє досягати потужності на рівні  $(135-140, \text{кДж/кг}) \times (G, \text{кг/с})$  при використанні пристроїв з невисоким відносним внутрішнім ККД на рівні 35-40 % та  $(215-250, \text{кДж/кг}) \times (G, \text{кг/с})$  при роботі пристроїв з відносним внутрішнім ККД 60-70% та ступенем сухості вихідної пари не менше 95-96 %.

3. Застосування схемних рішень систем паропостачання з утилізацією ВЕР у вигляді пари вторинного скипання та виробленням електричної енергії призводить до збільшення енергетичної ефективності систем на 0,5-1,5% за рахунок збільшення коефіцієнту повернення конденсату до значень 0,85-0,9 та на 1,5-2,5% за рахунок додаткової потужності, що генерується турбінами гострої насиченої та вторинної перегрітої пари.

4. Ексергетична ефективність систем паропостачання з утилізацією ВЕР у вигляді пари вторинного скипання та виробленням електричної енергії може досягати значень 36,9-44,2%, з урахуванням ексергетичного ККД котлоагрегату 16,61-22,1 %.

5. Низькопотенційні «хвостові» споживачі (СО, ГВС) підвищують ексергетичний ККД сис-

теми паропостачання промислового підприємства на 0,2-0,6 % у випадку приєднання на стороні пари вторинного скипання.

6. Можливості підвищення термічного ККД циклу за рахунок зниження температури відведення теплоти практично вичерпані, для підвищення ефективності циклу ПТУ слід шукати шляхи збільшення середньої температури робочого тіла в процесі отримання теплоти від верхнього теплового джерела.

7. Підвищення параметрів (тиску та температури) пари веде до зростання ексергетичного ККД котла, що особливо актуально в умовах перетворення технологічної системи паропостачання в мініТЕЦ.

8. Будь-які процеси генерації електричної енергії пов'язані із отриманням значної потужності теплової енергії, повинні супроводжуватися її утилізацією; підприємства, які використовують пар в якості енергоносія (це ж стосується і енергетичних підприємств типу ТЕС та АЕС), для глибокої утилізації ВЕР, повинні мати у своєму складі споживачів теплової енергії, якими можуть виступати як комунально-побутові споживачі (в разі їх наявності), так і нові технологічні споживачі теплової енергії

### Література

1. Гапоненко Н.А. Энергосбережение при установке малых турбин на котельных с промышленными потребителями / Н.А. Гапоненко // Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике: Программа и тезисы международной конференции. – Киев, 2004. – С. 179–182.
2. Левченко Е.В. Эффективность турбоустановок малой мощности / Е.В. Левченко, В.П. Сухинин, А.Д. Кантемир, В.М. Капинос и др. // Вестник национального технического университета «ХПИ». Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2006. – № 5. – с. 12-14.
3. Сенецкий А.В. Энергосбережение на основе применения турбин малой мощности на низкикипящих рабочих телах / А.В. Сенецкий // Современные проблемы машиностроения. Конференция молодых ученых и специалистов 3-6.11.2010 г.: тез. докл. – Харьков, 2010. – с. 67.
4. Modelling of low-pressure steam turbines operating at very low flowrates: A multiblock approach. A. Mambro, E. Galloni, F. Congiu, N. Maraone. Applied Thermal Engineering Volume 158, 25 July 2019, 113782. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113782>.
5. Computational modeling of non-equilibrium condensing steam flows in low-pressure steam turbines. Ahmed M. Nagib Elmekawy, Mohey Eldeen H.H. Ali. Results in Engineering Volume 5, March 2020, 100065. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2019.100065>.
6. Experimental results of a low-pressure steam Rankine cycle with a novel water lubricated radial inflow turbine for the waste heat utilization of internal combustion engines. Christoph Laux, Andreas Gotter, Frank Eckert, Matthias Neef. Energy Conversion and Management Volume 271, 1 November 2022, 116265. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116265>.
7. Exergy analysis of a steam-turbine power plant using thermocombustion. Joaquín Zueco, Damián López-Asensio, F.J. Fernández, Luis M. López-González. Applied Thermal Engineering. Volume 180, 5 November 2020, 115812. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115812>.
8. A loss method for exergy auditing of steam boilers. A. Behbahaninia, S. Ramezani, M. Lotfi Hejrdoost. Energy. Volume 140, Part 1, 1 December 2017, Pages 253-260. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.090>.
9. Exergy analysis and evolutionary optimization of boiler blowdown heat recovery in steam power plants. Amin Mohammadi Khoshkar Vandani, Mokhtar Bidi, Fatemeh Ahmadi. Energy Conversion and Management. Volume 106, December 2015, Pages 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.018>.
10. Emissions and energy/exergy efficiency in an industrial boiler with biodiesel and other fuels. Ke-Wei Lin, Horng-Wen Wu. Case Studies in Thermal Engineering. Available online 9 September 2023, 103474. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103474>.

UDC 621.311.22

## Modern heat and steam supply systems of industrial enterprises using deep utilization of the technological steam energy potential

O. Pohosov<sup>1</sup>, N. Chepurna<sup>2</sup>, P. Pasichnyk<sup>3</sup>, E. Kulinko<sup>4</sup>, A. Doroshenko<sup>5</sup>

<sup>1</sup>PhD, associate professor. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, pogosov\_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897

<sup>2</sup>PhD, associate professor. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, chepurnayanv@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8044-7563

<sup>3</sup>PhD, associate professor. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, pasichnik.pavlo@gmail.com, ORCID: 0000-0001-8499-6949

<sup>4</sup>assistant. Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kyiv, Ukraine, yevhen\_kulinko@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8834-3600

<sup>5</sup>director of "Complex design and construction" LLC, Kyiv, Ukraine, andreydoroshenko81@gmail.com

*Abstract. Steam supply systems of industrial enterprises, as a type of heat supply system, are a large consumer of primary energy in national energy balances. In turn, due to the specificity of thermodynamic steam processes, steam supply systems of industrial enterprises in practice have significant unused potential of secondary energy resources (SEP). Modern steam supply systems should be built exclusively when evaluating their exergetic efficiency, which will make it possible to evaluate the effectiveness of such systems grossly in all elements of the life cycle of the project: energy, economic, ecological and even social. The article shows modernized thermal schemes of steam supply systems, for which it is possible to achieve additional electrical power at the level of 135-250 kW/(kg/s) when devices with a relative internal efficiency of up to 60-70 % are operating. In combination with an increase in the percentage of condensate return and the utilization of secondary energy resources (SRP), the increase in energy efficiency of the system is 2-4 %, and the absolute value of exergetic efficiency is 16-22 %, taking into account the exergetic efficiency of the boiler unit. Low-potential "tail" consumers: the heating system, the hot water supply system - increase the exergy efficiency of the steam supply system of an industrial enterprise by 0.2-0.6 % in the case of joining on the steam side of secondary boiling. Any processes of generating electrical energy are associated with obtaining a significant amount of thermal energy, and must be accompanied by its utilization; enterprises that use steam as an energy carrier (the same applies to energy enterprises such as thermal power plants and nuclear power plants) for the deep utilization of hydroelectric power plants must have thermal energy consumers in their composition, which can act as communal household consumers (if they exist), as well as new technological consumers of thermal energy.*

*Keywords: industrial energy, steam supply, steam turbine, exergy, exergy efficiency.*

Надійшла до редакції / Received 05.04.2023