

УДК 621.165/621.577

АНАЛІЗ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЇ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ ТЕЦ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ

А. О. Мазур

drussmazur@gmail.com

ORCID: 0000-0003-2864-4943

Інститут енергетичних
машин і систем
ім. А. М. Підгорного
НАН України,
61046, Україна, м. Харків,
вул. Комунальників, 2/10

Проаналізовано теплофікаційно-конденсаційну паротурбінну установку (ПТУ) потужністю 20 МВт, що складається з частин високого, середнього й низького тисків й експлуатується на одній з ТЕЦ м. Харків. Виходячи зі схеми, пар із двох теплофікаційних регульованих відборів подається на дві мережеві підігрівальні установки. У ході реконструкції ТЕЦ підігрівачі системи регенерації ПТУ було демонтовано у зв'язку з їх спрацюванням. На ТЕЦ було ухвалено рішення про акцентування на збільшенні теплофікації, тому нові підігрівачі високого тиску не встановлені. Крім того, замість градирні було вирішено в охолоджувальному контурі конденсатору використовувати воду з мережі, яка йде на гаряче водопостачання. У статті проведено аналітичний огляд теплової схеми теплофікаційної ПТУ за енергетичними й ексергетичними показниками, що дозволило визначити елементи з високою ексергетичною вартістю, що є показником їх ефективності. Під час аналізу варіантів теплової схеми ПТУ складено аналітичні таблиці з ексергетичними параметрами вихідної схеми поелементно й аналітичні графіки. Відповідно до ексергетичного аналізу найбільша ексергетична вартість спостерігається в енергетичному котлі, але, як відомо, її можна знизити шляхом зменшення деградації ексергії в інших елементах. З огляду на вказане як елемент із найбільшим потенціалом підвищення ефективності ПТУ обрано мережевий підігрівач, що обігрівается парою високого тиску з першого відбору частини середнього тиску. Відповідно, другим елементом обрано перший мережевий підігрівач, який обігрівается парою низького тиску з другого відбору частини низького тиску. Розглянуто варіанти теплової схеми ПТУ, в яких варіювалися параметри пари у відборах турбіни (тиск, витрата). Показано, що при зниженні тиску й зменшенні витрати пари у першому відборі, а також зниженні тиску пари й підвищенні витрати пари у другому відборі вартість ексергетичних потоків у мережевих підігрівачах знижується майже на 5 %, ексергетичний коефіцієнт корисної дії (ККД) ПТУ підвищується на 2 %, а електричний ККД установки зростає на 2,16% відносно вихідної схеми.

Ключові слова: ексергія, паротурбінна установка, ексергетична вартість, ефективність, ТЕЦ.

Вступ

Одним із основних напрямів розвитку теплоенергетики є збільшення одиничної потужності обладнання ТЕЦ. Однак можливості її підвищення, а отже, і теплофікаційних турбін обмежені порівняно з конденсаційними турбінами, оскільки передача теплової енергії потребує більших витрат, ніж передача електричної енергії. Поодинокі потужності ТЕЦ визначається концентрацією теплоспоживання й оптимальними для даної концентрації розмірами району, що приєднується до ТЕЦ, а також існуючими обмеженнями щодо захисту довкілля, вибору майданчика тощо.

При проектуванні електростанції зазвичай обирають ті турбіни, що серійно випускаються:

– для конденсаційних ТЕС – турбіни типу «К»;

– для ТЕЦ (залежно від виду переважаючого теплового навантаження) можливі наступні варіанти: при домінуванні опалювального навантаження встановлюють конденсаційні турбіни типу «Т»; за наявності в рівній мірі опалювального і технологічного навантаження – конденсаційні турбіни типу «ПТ», а при стабільному технологічному навантаженні промислових підприємств – турбіни протитиску «Р», «ПР»; при значних технологічних навантаженнях пром підприємств і великих опалювальних навантаженнях, що змінюються, можлива установка всіх вищеперелічених типів турбін, об'єднаних в секцію ТЕЦ, що дозволяє мобільно реагувати на теплові навантаження, що змінюються.

Основними причинами зниження економічності ТЕЦ є, по-перше, суттєве скорочення вироблення електроенергії на тепловому споживанні, по-друге, значні втрати при транспортуванні теплоносіїв (гарячої води і технологічної пари).

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.

© А. О. Мазур, 2025

Разом із тим на більшості діючих ТЕЦ існують значні резерви енергоефективності, пов'язані із забезпеченням внутрішньостанційних теплових навантажень. Істотна частка цих навантажень припадає на водопідготовчі установки, що поповнюють як втрати пари й конденсату з циклу станції, так і мережевої води з трубопроводів тепломережі. Основним недоліком технологій забезпечення теплових навантажень водопідготовчих установок, які застосовуються на ТЕЦ, є використання пари високопотенційних відборів як гріючого робочого тіла, що суттєво знижує частку вироблення електроенергії на тепловому споживанні, а отже, економічність електростанції.

Таким чином, актуальною проблемою залишається визначення резервів енергоефективності й залучення їх у процес генерації теплової та електричної енергії для підвищення ефективності ТЕЦ.

Аналітичний огляд методів аналізу теплових схем паротурбінної установки

Виробництво електричної та теплової енергії в усьому світі на сьогодні базується переважно на паротурбінних технологіях [1–4].

У роботі [2] проаналізовано теплові схеми паротурбінної установки (ПТУ) за допомогою традиційного техніко-економічного методу аналізу. Визначено раціональні теплові схеми ПТУ, які працюють у конденсаційному режимі. Цей метод можна успішно використовувати при аналізі схем, які виробляють один корисний продукт, такий, як електрична енергія в даному випадку.

У роботі [3] проведено енергетичний аналіз основних і допоміжних парових турбін традиційної вугільної електростанції, а також аналіз потоків енергії від циліндрів головної турбіни до підігрівачів конденсату/живильної води, що в подальшому може бути основою детального вивчення й оптимізації. У цій статті проаналізовані витрати енергії в теплових схемах паротурбінних установок, але не проводився економічний аналіз. Як і в попередній роботі, розглядалася генерація електричної енергії. Такі ж схеми конденсаційної ПТУ були предметом уваги в роботі [5], оптимізація схемних рішень проводиться суто за енергетичними характеристиками [6].

Варто зауважити, що у випадках, коли розглядається когенераційна система, тобто установкою виробляється електрична й тепла енергія, техніко-енергетичний аналіз не враховує якості енергії. Відомо, що мірою якості енергії є ексергія. Так, електрична енергія визнається енергією найвищої якості, а тепла енергія – найнижчої [7]. Ексергетичний аналіз може бути застосований до будь-якої системи, незалежно від її складності, і є найефективнішим методом оцінки й підвищення термодинамічної ефективності, особливо у складних системах. Як показано в роботі [7], ексергетичний аналіз може стимулювати й спрямовувати творчість, допомагаючи в розробці абсолютно нових концепцій перетворення енергії.

Крім того, за допомогою ексергетичного аналізу можна оцінити ефективність процесів перетворення енергії не тільки на основі термодинаміки, а й враховуючи економічні й екологічні аспекти і вплив досліджуваних процесів [8]. Цей комплексний підхід до використання енергетичних ресурсів як одну з найважливіших особливостей має визначення стійких шляхів використання енергетичних ресурсів [9].

Також існують сучасні методи пінч-аналізу в поєднанні з ексергетичним методом для оптимізації системи регенерації ПТУ, що дає змогу знайти параметри системи з мінімальними витратами [10].

Метою даної роботи є аналіз теплової схеми теплофікаційної ПТУ у складі ТЕЦ із застосуванням традиційних енергетичних і сучасних ексергетичних методів при розробленні пропозицій з підвищення ефективності й подальшої її модернізації. Основне завдання дослідження полягає у визначенні раціональних параметрів пари у відборах турбіни, що йде на теплофікацію.

Характеристика теплової схеми ПТУ конденсаційного типу, яку встановлено на одній з ТЕЦ м. Харків

Принципову теплову схему теплофікаційно-конденсаційної ПТ-20-2,9/1,0 потужністю 20 МВт, яка складається з частини високого (ЧВТ), середнього (ЧСТ) та низького тисків (ЧНТ), представлено на рис. 1. Відпустка тепла здійснюється наступним чином: пар із двох теплофікаційних регульованих відборів подається на дві мережеві підігрівальні установки (МП1, МП2). У часи пікового навантаження гаряча вода на опалення підігрівается у піковому водогрійному котлі (на схемі не позначено).

Система регенерації складається з двох деаераторів – низького (ДНТ) і високого тиску (ДВТ). Тип підключення – каскадний (без використання дренажних насосів). Перший відбір пари з ЧСТ йде переважно на МП2, але частка його подається до ДВТ. У ході реконструкції ТЕЦ підігрівачі системи регенерації ПТУ демонтовано у зв'язку з їх спрацюванням. На ТЕЦ було прийнято рішення про

акцентування на збільшенні теплофікації, тому підігрівачі високого й низького тисків не замінили. Крім того, було вирішено замість градирні охолоджувати конденсатор водою з мережі, яка йде на гаряче водопостачання.

Заводські дані для турбіни ПТ-20-2,9/1,0 представлені нижче.

Електрична потужність $N_e = 20$ МВт.

Початкові параметри пари наступні: тиск пари на вході у ЧВТ P_1 дорівнює 2844 кПа; температура $T_1 = 400$ °С.

У ДВТ тиск дорівнює 456 кПа, у ДНТ – 122 кПа.

Розрахункові значення внутрішнього відносного ККД по відсіках: $\eta_{oi}^{ЧВТ} = 93\%$, $\eta_{oi}^{ЧСТ} = 93\%$, $\eta_{oi}^{ЧНТ} = 92\%$.

Ізоентропний ККД насосів $\eta_i = 85\%$.

Витрата пари на турбіну в номінальному режимі $D_1 = 44,4$ кг/с.

Витрата пари у першому відборі $D_3 = 8,33$ кг/с, у другому – $D_6 = 33,4$ кг/с.

Для визначення витрати пари і води вирішуються рівняння матеріального і теплового балансу [3] згідно зі схемою (рис. 1).

Основні технічні параметри турбіни ПТ-20-2,9/1,0 також показано у табл. 1.

З урахуванням дроселювання пари в регулюючих органах ЧВТ тиск пари на вході в проточну частину визначається за формулою

$P_2 = P_1 \cdot \eta_{др}^{ЧВТ} = 2844 \cdot 0,95 = 2702$ кПа, де $\eta_{др}^{ЧВТ}$ – коефіцієнт, що визначає втрати тиску при дроселюванні пари.

Також враховуємо втрати тиску (5%) при дроселюванні пари на вході в ЧНТ і конденсатор. Тиск пари на вході в МП1 і МП2 приймається рівним тиску пари у відборах, втрати тиску не враховуються, як і втрати маси пари в ПТУ.

Тиск і ентальпія пари у відборах показана на рис. 2 і в табл. 2.

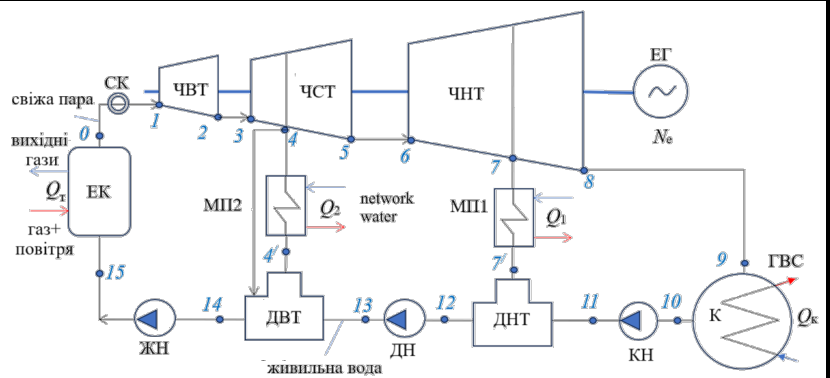


Рис. 1. Теплова схема ПТУ електричної потужності 20 МВт:

ЕК – енергетичний котел; ЖН, ДН, КН – живильний, дренажний, конденсатний насоси; ГВС – гаряче водопостачання; СК – стопорний клапан; ЕГ – електрогенератор; К – конденсатор

Таблиця 1. Основні технічні параметри турбіни ПТ-20-2,9/1,0

Параметр	Опис
Тип паророзподілення	соплове
Конструктивна схема турбіни	ЧВТ+ЧСТ+ЧНТ
Кількість ступенів (загальна), шт.:	11
– ЧВТ, шт.	4
– ЧСТ, шт.	4
– ЧНТ, шт.	3
Номінальна частота обертання, Гц	50
Кількість відборів пари, шт.	2
– з них регульованих, шт.	2
Регульований виробничий відбір пари:	
– тиск номінальний, кПа	1231,7
– діапазон зміни тиску, кПа	980,7–1232,0
Теплофікаційний відбір пари:	
– тиск номінальний, кПа	294,0
– діапазон зміни тиску, кПа	245,2–392,3
Площа вихлопу ЧНТ, м ²	0,764

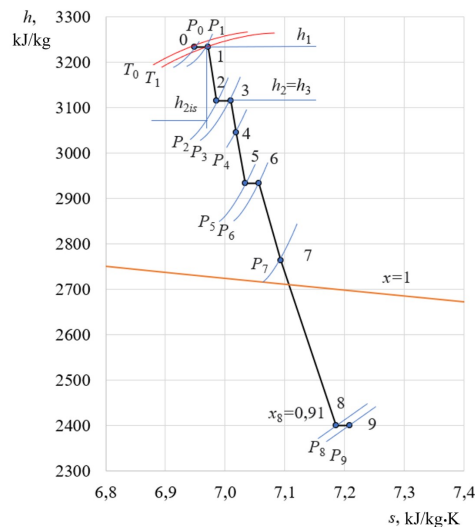


Рис. 2. Процес розширення пари в турбіні

Механічна потужність (ідеальна і реальна) ЧВТ визначається як

$$N^{\text{ЧТВ}} = D_1 \cdot (h_1 - h_2),$$

де h – ентальпія пари.

Ентальпія пари h_3 знаходиться з рівняння

$$\eta_{oi}^{\text{ЧТВ}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}}.$$

З рис. 2 видно, що ентальпія h_{2is} для ідеального ізоентропного процесу визначається при параметрах пари P_3, T_3 при ентропії $s_1=s_2$.

За аналогією визначаються параметри пари для ЧНТ.

У табл. 2 показані термодинамічні параметри в точках теплової схеми й масові витрати потоків робочої рідини.

Таблиця 2. Витрати пари та її параметри у точках циклу (рис. 1) вихідної теплової схеми ПТУ ($P_4=1232$ кПа, $G_4=8,33$ кг/с, $P_7=294$ кПа, $G_7=33,4$ кг/с)

Найменування потоку пари/води	Точки	Параметри				
		Ентальпія i , кДж/К	Ентропія s , кДж/(кг·К)	Температура T , °С	Тиск P , кПа	Витрата D , кг/с
Гостра пара на виході з ЕК	0	3233,0	6,9490	400,00	2844,00	44,40
Паровпуск у ЧВТ	1	3233,0	6,9710	398,90	2702,00	44,40
Вихлоп ЧВТ	2	3115,0	6,9860	337,80	1729,00	44,40
Паровпуск у ЧСТ	3	3115,0	7,0090	336,90	1643,00	44,40
Пара у 1 відборі	4	3045,0	7,0180	300,20	1232,00	8,33
Вихлоп ЧСТ	5	2934,0	7,0340	242,30	755,00	36,07
Паровпуск у ЧНТ	6	2934,0	7,0570	241,60	717,30	36,07
Пара у 2 відборі	7	2763,0	7,0930	150,90	294,00	33,30
Вихлоп ЧНТ	8	2400,0	7,1860	64,95	25,00	2,77
Паровпуск у конденсатор	9	2400,0	7,2080	63,81	23,75	2,77
Конденсат на виході з конденсатору	10	267,1	0,8787	63,81	23,75	2,77
Живильна вода після КН	11	267,2	0,8788	63,82	122,00	2,77
На виході з ДНТ	12	536,2	1,6170	105,30	122,00	2,77
Живильна вода після ДН	13	536,6	1,6100	127,70	456,00	36,07
Живильна вода на виході з ДВТ	14	625,6	1,8260	148,40	456,00	44,40
Живильна вода на вході в ЕК	15	628,9	1,8270	148,80	2994,00	44,40
Насичена пара у МП1	7"	2764,0	6,7000	165,90	717,30	33,30
Конденсат після МП1	7'	701,6	1,0070	165,90	717,30	33,30
Насичена пара у МП2	4"	2794,0	6,4110	202,70	1643,00	8,33
Конденсат після МП2	4'	864,4	3,1320	202,70	1643,00	8,33

У табл. 3 наведено внутрішній ККД циклу η_i й коефіцієнт ефективності вихідної теплової схеми ПТУ $\eta_{\text{уст}}$ з урахуванням продуктів у вигляді електричної енергії, теплоенергії на опалення й гаряче водопостачання (ГВС).

Таблиця 3. Енергетичні характеристики вихідної теплової схеми ПТУ

Потужність N , МВт				Теплота Q , МВт			Електрична потужність ПТУ $N_{\text{ПТУ}}$, МВт	ККД циклу η_b , %	Ефективність ПТУ $\eta_{\text{уст}}$, %
ЧВТ	ЧСТ	ЧНТ	КН+Н+ЖН	ЕК	МП1+МП2	К(ГВС)	ЕГ		
5,24	7,11	7,17	0,16	115,62	86,81	5,91	19,36	16,75	96,94

Проте для більш точного розрахунку електричний ККД (нетто) слід зважати на наступні втрати:

$$\eta_{\text{net}} = \eta_{\text{ЕК}} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ЕГ}},$$

де $\eta_{\text{ЕК}}$ – ККД, що враховує втрати в енергетичному котлі (0,98); η_i – внутрішній ККД; $\eta_{\text{м}}$ – механічний ККД, що враховує втрати в підшипниках та на привід масляного насоса турбоагрегату (0,995); $\eta_{\text{ЕГ}}$ – ККД електричного генератора (0,98).

У такому випадку для теплової схеми ПТУ η_{net} складатиме 16%, а при розрахунку ефективності теплофікаційної ПТУ слід також брати до уваги теплотехнічні ККД теплообмінних апаратів (ТА) (0,95). Тоді $\eta_{\text{net}}^{\text{ПТУ}} = \eta_{\text{ЕК}} \cdot \eta_{\text{уст}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ЕГ}} \cdot \eta_{\text{ТА}} = 88\%$.

Енергетичний аналіз ПТУ показав, що представлена тепла схема має досі низький електричний ККД (нетто). З огляду на це для виявлення елементів, які треба модернізувати, необхідно провести ексергетичний аналіз.

Для дослідження взаємовпливу складових ексергетичних втрат в елементах ПТУ необхідно скористатися основними рівняннями теорії ексергетичної вартості [11]. Кожна термoeкономічна модель системи засновується на рівнянні ексергетичного балансу, який записується для елементів термодинамічної системи як

$$\sum E_k^{\text{BX}} - \sum E_k^{\text{ВНХ}} = E_{Dk} - E_{Lk}$$

або при розподілі ексергетичних потоків, що входять в k -тий елемент E_k^{BX} і виходять з нього $E_k^{\text{ВНХ}}$, за якісною ознакою «паливо» і «продукт», як

$$F_k - P_k = E_{Dk} + E_{Lk},$$

де F_k – ексергетичний потік, який за функціональною ознакою є «паливом» для елемента; P_k – «продукт» елемента; E_{Dk} – деструкція ексергії в елементі; E_{Lk} – невикористаний потік ексергії, у тому числі той, що виходить із системи через дисипативний елемент (конденсатор).

Ексергії вхідних в елемент і вихідних потоків з нього визначаються наступним чином

$$E_i = D_i[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)],$$

де h_i , s_i – ентальпія й ентропія потоку; D_i – масова витрата робочої речовини циклу (повітря, топковий газ); T_0 , h_0 , s_0 – температура в кельвінах, ентальпія й ентропія речовини при температурі й тиску навколишнього середовища.

У табл. 4 і на рис. 3 представлено результати розрахунків ексергетичних характеристик теплової схеми ПТУ. «Паливо» турбіни визначалося як потік ексергії на вході в ЧВТ/ЧНТ мінус потік ексергії на виході, а «продукт» – як $N^{\text{ЧВТ}}/N^{\text{ЧНТ}}$. На відміну від турбіни, при розрахунку насосів електрична потужність розглядалася як «паливо», а підвищення ексергії як «продукт».

«Продукти» МП1, МП2 і конденсатора визначаються як

$$E_Q = Q \left[1 - \frac{T_0 + 273,15}{T_{\text{hot}} + 273,15} \right],$$

де T_{hot} – температура мережевої води, К.

Для енергетичного котла «паливом» є $Q_{\text{ЕК}}$, а «продуктом» ексергія перегрітої пари E_1 мінус ексергія живильної води E_{14} .

При розрахунку втрати тиску при паровпуску в турбіну бралися до уваги в «паливі» частин турбіни.

Температура навколишнього середовища приймалася рівною $T_0=0^\circ\text{C}$, $P_0=101\text{ кПа}$.

Таблиця 4. Ексергетичні параметри вихідної теплової схеми ПТУ

Елемент	Паливо F , МВт	Продукт P , МВт	Деструкція ексергії E_D , МВт
ЕК	124,300	53,530	70,770
ЧВТ 0-2	5,695	5,242	0,453
ЧСТ 2-4	3,523	3,132	0,391
ЧСТ 4-5	4,143	3,984	0,159
ЧНТ 5-7	6,744	6,169	0,575
ЧНТ 7-8	1,078	1,007	0,071
К	1,135	1,064	0,071
КН	0,000326	0,000287	0,000040
ДНТ	3,531	3,408	0,123
ДН	0,09866	0,08386	0,0148
ДВТ	5,836	5,624	0,212
ЖН	0,1532	0,1303	0,0229
МП1	24,040	21,080	2,960
МП2	7,049	4,864	2,185
ЕГ	19,770	19,370	0,400

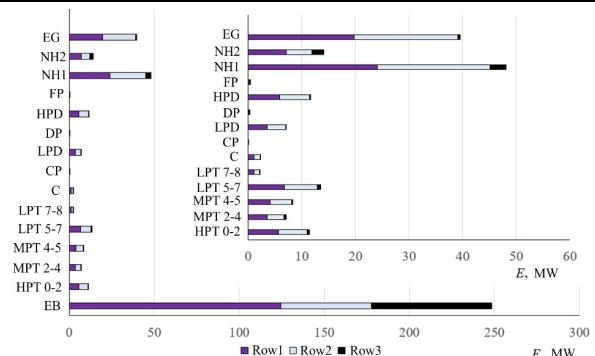


Рис. 3. Ексергетичні параметри теплової схеми ПТУ:

ряд 1 – «паливо»; ряд 2 – «продукт»;
ряд 3 – «деструкція ексергії»

Проте деструкція ексергії в ЕК, як відомо, залежить від недосконалості інших елементів ПТУ. Її можна зменшити, якщо правильно визначити шляхи вдосконалення елементів. Так, видно, що велика деструкція ексергії спостерігається в МП1.

Якщо визначити ексергетичну вартість елементів [12] за залежністю $k_k = F_k / P_k$, то можна побачити (рис. 4), що перший елемент, який потребує вдосконалення, – це МП2.

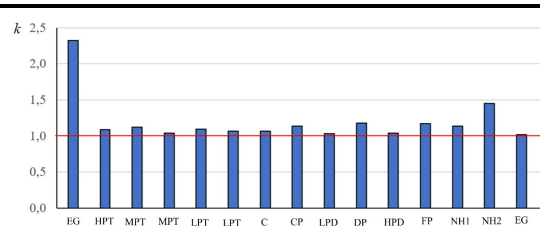


Рис. 4. Ексергетична вартість елементів теплової схеми ПТУ

Згідно з табл. 1 тиск у відборах пари може бути змінений у зазначених діапазонах.

Проведено аналіз теплової схеми при зменшенні тиску відборів до нижчої позначки, а саме тиск у першому відборі був заданий рівним 980,7 кПа, а у другому – 245,2 кПа (перший варіант). У табл. 5 показано енергетичні характеристики теплової схеми ПТУ при нових параметрах відборів.

Таблиця 5. Енергетичні характеристики першого варіанту теплової схеми ПТУ ($P_4=980,7$ кПа, $G_4=8,33$ кг/с, $P_7=245,2$ кПа, $G_7=33,4$ кг/с)

Потужність N , МВт				Теплота Q , МВт			Електрична потужність ПТУ $N_{\text{ПТУ}}$, МВт	ККД циклу η_{net} , %	Ефективність ПТУ $\eta_{\text{net}}^{\text{ПТУ}}$, %
ЧВТ	ЧСТ	ЧНТ	КН+Н+ЖН	ЕК	МП1+МП2	К(ГВС)	ЕГ		
5,24	7,55	8,17	0,16	115,57	85,37	5,91	20,80	17,20	88,04

Видно, що електричний ККД (нетто) для цього варіанта збільшився на 1,7%, а $\eta_{\text{net}}^{\text{ПТУ}}$ не змінюється.

Порівняльний ексергетичний аналіз показав наступні результати.

На рис. 5 зображено змінення ексергетичної вартості кожного елементу схеми ПТУ у відсотках при варіюванні параметрів відборів.

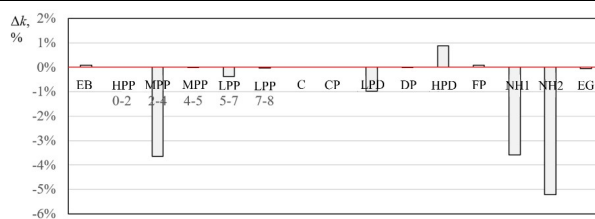


Рис. 5. Змінення ексергетичної вартості кожного елементу схеми ПТУ у % (порівняння вихідного та першого варіантів)

З рис. 5 видно, що майже на 4% знижується вартість ексергії потоку у ЧСТ до першого відбору. Також більш ніж на 5% зменшується ексергетична вартість МП2. Це дуже хороший результат, бо потік пари в цій частині турбіни має високі значення ексергії, тобто «якість» енергії висока. Таким чином, тепла енергія пари може бути перетворена на інші види енергії, а не тільки на теплову. Зниження ексергетичної вартості показує зменшення питомих втрат (дисипації енергії) при перетворенні енергії в елементі. Однак на відміну від вихідної схеми у варіанті зі зниженими тисками пари у відборах спостерігається підвищення вартості ексергії потоку у ДВТ.

Крім того, зменшення тиску у другому відборі теж призводить до зниження вартості ексергії потоку у МП1.

Однак при зниженні тиску пари в першому відборі ЧСТ все одно ексергетична вартість у МП2 залишається високою ($k=1,397$). Для її зменшення проведено розрахунок теплової схеми при зниженні витрати пари в першому відборі й збільшенні витрати у другому при збереженні теплової потужності ПТУ.

Параметри пари в точках циклу другого варіанта теплової схеми ПТУ при змінених параметрах пари в першому відборі та її витратах у двох відборах надано в табл. 6.

У табл. 7 наведено енергетичні характеристики останнього варіанта теплової схеми ПТУ.

Енергетичний аналіз показав збільшення електричного ККД (нетто) на 1,31% у порівнянні з вихідним варіантом, а ексергетичний – зменшення вартості потоку ексергії в ЕК (рис. 6).

Як третій варіант розглянуто теплову схему при наступних параметрах пари у відборах: $P_4=980,7$ кПа, $G_4=5$ кг/с, $P_7=245,2$ кПа, $G_7=35,7$ кг/с. Цей варіант аналогічний другому, але тиск пари у другому відборі, як і у другому варіанті, тобто нижчий, ніж у першому і третьому, що дозволило ще знизити вартість потоку ексергії у МП1 (рис. 7).

Таблиця 6. Витрати пари та її параметри у точках циклу (рис. 1) другого варіанту теплової схеми ПТУ ($P_4=980,7$ кПа, $G_4=5$ кг/с, $P_7=294$ кПа, $G_7=35,7$ кг/с)

Найменування потоку пари/води	Точки	Параметри				
		Ентальпія i , кДж/К	Ентропія s , кДж/(кг·К)	Температура T , °С	Тиск P , кПа	Витрата D , кг/с
Гостра пара на виході з ЕК	0	3233,0	6,949	400,00	2844,00	44,4
Паровпуск у ЧВТ	1	3233,0	6,971	398,90	2702,00	44,4
Вихлоп ЧВТ	2	3115,0	6,986	337,80	1729,00	44,4
Паровпуск у ЧСТ	3	3115,0	7,009	336,90	1643,00	44,4
Пара у 1 відборі	4	2992,0	7,026	272,60	980,70	5,0
Вихлоп ЧСТ	5	2934,0	7,034	242,30	755,00	39,4
Паровпуск у ЧНТ	6	2934,0	7,057	241,60	717,30	39,4
Пара у 2 відборі	7	2763,0	7,093	150,90	294,00	35,7
Вихлоп ЧНТ	8	2400,0	7,186	64,95	25,00	3,7
Паровпуск у конденсатор	9	2400,0	7,208	63,81	23,75	3,7
Конденсат на виході з конденсатору	10	267,1	0,8787	63,81	23,75	3,7
Живильна вода після КН	11	267,2	0,8788	63,82	122,00	3,7
На виході з ДНТ	12	531,2	1,604	105,30	122,00	3,7
Живильна вода після Н	13	531,6	1,597	126,50	456,00	39,4
Живильна вода на виході з ДВТ	14	630,2	1,837	148,40	456,00	44,4
Живильна вода на вході в ЕК	15	633,4	1,838	149,90	2994,00	44,4
Насичена пара у МП1	7"	2764,0	6,700	165,90	717,30	35,7
Конденсат після МП1	7'	701,6	1,345	165,90	717,30	35,7
Насичена пара у МП2	4"	2794,0	6,411	202,70	1643,00	5,0
Конденсат після МП2	4'	864,4	5,475	202,70	1643,00	5,0

Таблиця 7. Енергетичні характеристики другого варіанту теплової схеми ПТУ ($P_4=980,7$ кПа, $G_4=5$ кг/с, $P_7=294$ кПа, $G_7=35,7$ кг/с)

Потужність N , МВт				Теплота Q , МВт			Електрична потужність ПТУ $N_{\text{ПТУ}}$, МВт	ККД циклу η_{net} , %	Ефективність ПТУ $\eta_{\text{net}}^{\text{ПТУ}}$, %
ЧВТ	ЧСТ	ЧНТ	КН+Н+ЖН	ЕК	МП1+МП2	К(ГВС)	ЕГ		
5,24	7,75	8,08	0,16	115,42	84,23	7,89	20,91	17,31	88,89

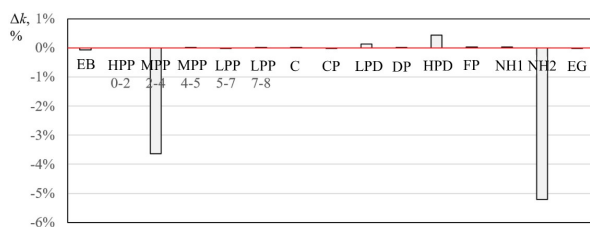


Рис. 6. Змінення ексергетичної вартості кожного елементу схеми ПТУ у % (порівняння вихідного та другого варіантів)

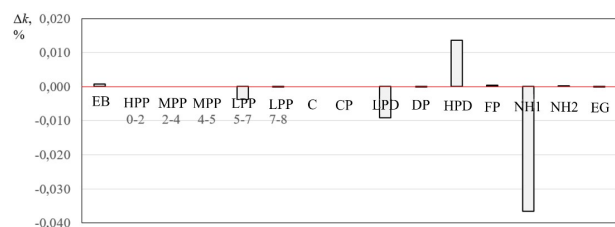


Рис. 7. Змінення ексергетичної вартості кожного елементу схеми ПТУ у % (порівняння другого та третього варіантів)

Наприкінці аналізу ПТУ встановлено ексергетичний ККД установки за формулою

$$\eta_{\text{ex}} = \left(1 - \frac{E_{\text{Дсум}}}{Q_{\text{ЕК}}} \right),$$

де $E_{\text{Дсум}}$ – деструкція ексергії установки, яка визначається як сума деструкції ексергії всіх елементів (табл. 4).

На рис. 8 показано ексергетичні ККД установки для всіх варіантів теплової схеми ПТУ.

Із рис. 8 видно, що третій варіант теплової схеми має найбільший ККД. Це підтверджує той факт, що пару з першого відбору з високою ексергією не ефективно використовувати на нагрів води. Її ексергетичний потенціал слід перетворювати на механічну енергію.



Рис. 8. Ексергетичний ККД установки:

вих. сх. – вихідна схема;
1, 2, 3 – варіанти теплової схеми ПТУ

Висновки

1. Проведено аналіз теплової схеми теплофікаційної ПТУ електричної потужності 20 МВт за енергетичними й ексергетичними показниками, який дозволив визначити елементи з високою ексергетичною вартістю. Найбільша ексергетична вартість спостерігається в енергетичному котлі, але її можна зменшити шляхом зниження деструкції ексергії в інших елементах. Тому як елемент з найбільшим потенціалом підвищення ефективності ПТУ обрано мережевий підігрівач, що обігрівается парою високого тиску з першого відбору ЧСТ. Другим елементом обрано перший мережевий підігрівач, що обігрівается парою низького тиску з другого відбору ЧНТ.

2. Розглянуто варіанти теплової схеми ПТУ, в яких варіювалися параметри пари у відборах турбіни (тиск, витрата). Показано, що при зниженні тиску і зменшенні витрати пари в першому відборі, а також зниженні тиску пари й підвищенні витрати пари у другому відборі вартість ексергетичних потоків у мережевих підігрівачах знижується майже на 5%, ексергетичний ККД ПТУ підвищується на 2%, а електричний ККД установки зростає на 2,16% відносно вихідної схеми

Література

1. Kostikov A. O., Shubenko O. L., Tarasova V. O., Yakovliev V. A., Mazur A. O. Ways of TPP power units modernization during their conversion to ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2023. Vol. 26. No. 4. P. 6–16. <https://doi.org/10.15407/pmach2023.04.006>.
2. Shubenko A., Babak M., Senetskyi O., Tarasova V., Goloshchapov V., Senetska D. Economic assessment of the modernization perspectives of a steam turbine power unit to the ultra-supercritical operation conditions. *International Journal of Energy Research*. 2022. Vol. 46. Iss. 15. P. 25530–25537. <https://doi.org/10.1002/er.8650>.
3. Mrzljak V., Poljak I., Medica-Viola V. Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 119. P. 331–346. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.078>.
4. Mrzljak V., Prpic-Orsic J., Baressi Šegota S., Poljak I. Energy analysis of main and auxiliary steam turbine from coal fired power plant. Proceedings of VIII International Scientific Conference "High Technologies. Business. Society 2023" (Borovets, Bulgaria, 16–18 March 2023). 2023. P. 15–18.
5. Medica-Viola V., Baressi Šegota S., Mrzljak V., Štifanić D. Comparison of conventional and heat balance based energy analyses of steam turbine. *Pomorstvo*. 2020. Vol. 34. No. 1. P. 74–85. <https://doi.org/10.31217/p.34.1.9>.
6. Rusanov A. V., Kostikov A. O., Tarasova V. O., Rusanov R. A., Tretiak S. P. The concept of creating a maneuverable power plant based on a small modular reactor. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024. No. 5. P. 37–44. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/037>.
7. Bejan A., Tsatsaronis G. Purpose in thermodynamics. *Energies*. 2021. Vol. 14. Iss. 2. Article 408. <https://doi.org/10.3390/en14020408>.
8. Kostikov A., Tarasova V., Kuznetsov M., Satayev M., Kharlampidi D. Thermoeconomical optimization of a regenerative air turbine cogeneration system. *Journal of Thermal Engineering*. 2021. Vol. 7. Iss. 7. P. 1719–1730. <https://doi.org/10.18186/thermal.1025958>.
9. Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V. Exergy analysis of a cogeneration system for utilization of waste heat of industrial enterprises. *Technology audit and production reserves*. 2019. Vol. 5. No. 1 (49). P. 10–21. <https://doi.org/10.15587/2312-8372.2019.183883>.
10. Sharew S. S., Di Pretoro A., Yimam A., Negny S., Montastruc L. Combining exergy and pinch analysis for the operating mode optimization of a steam turbine cogeneration plant in Wonji-Shoa, Ethiopia. *Entropy*. 2024. Vol. 26. Iss. 6. Article 453. <https://doi.org/10.3390/e26060453>.
11. Mazur A., Tarasova V., Kuznetsov M., Kostikov A. Development of a steam turbine rational thermal scheme for a small modular reactor power plant. *2023 IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek): Proceedings of the conference, Kharkiv, Ukraine, October 2–6, 2023*. IEEE, 2023. P. 141–146. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek61412.2023.10312922>.
12. Pina E. A., Lozano M. A., Serra L. M. Thermoeconomic cost allocation in simple trigeneration systems including thermal energy storage. *Energy*. 2018. Vol. 153. P. 170–184. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.012>.

Надійшла до редакції 17.03.2025