

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 621.039.577

Підвищення ресурсу АЕС за рахунок комбінування з газотурбінною установкою

В. П. Кравченко¹✉, М. П. Галацан², В. А. Отрода³¹Одеський національний політехнічний університет, просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна;²ВП «Науково технічний центр» ДП «НАЕК «Енергоатом», просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна;³ВП «Рівненська АЕС», Вараш, Рівненська обл., 34403, Україна✉ e-mail: ¹kravchenko@onu.ua; ²maric@i.ua; ³vukrytas.ua@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-7557-3327>; ²<http://orcid.org/0000-0002-9986-476X>;³<http://orcid.org/0000-0002-9887-9185>

В Україні у більшості блоків АЕС закінчився проектний термін експлуатації. У зв'язку з цим запропоновано продовжити термін експлуатації АЕС за рахунок комбінування з газотурбінною установкою (ГТУ), а саме, використання котла-утилізатора (КУ) на відпрацьованих газах для виробництва 20% номінальної витрати пари. При цьому потужність реакторної установки знижується до 80%, що дає можливість збільшити ресурс роботи реактора за рахунок зменшення швидкості накопичення флюенсу, а парова турбіна буде працювати при номінальному режимі. До того ж ГТУ може використовуватися у якості резервного джерела енергії для реакторної установки. В представлених в літературі схемах комбінування паротурбінних установок (ПТУ) АЕС з ГТУ розглядаються варіанти збільшення потужності парової турбіни. З проведеного аналізу видно, що це завжди призводить до непроектного режиму, який характеризується зниженням ефективності роботи ступенів та турбіни в цілому. В запропонованій схемі ПТУ працює в номінальному режимі з проектним ресурсом та ефективністю. В роботі розглянуто методику розрахунку запропонованої схеми комбінування ГТУ з АЕС та проведено оптимізацію основних параметрів (ступінь стиснення газу, температура газу після КУ, температурний напір в КУ) відносно максимуму електричного ККД ГТУ та ядерно-енергетичного комплексу (ЯЕК) ($\eta_{ГТУ} = 40,79\%$; $\eta_{ЯЕК} = 41,19\%$). Проаналізовано схему з проміжним перегрівом газу в КУ. В результаті визначено, що проміжний перегрів газу дозволяє підвищити ККД ГТУ до 45,44% ($T_0 = 1350^\circ\text{C}$, ступінь стиснення 25 та температура газу на виході КУ 903 K). При цьому ККД ЯЕК $\eta_{ЯЕК} = 42,9\%$. Такий режим роботи протягом 20 років дає можливість продовжити термін експлуатації АЕС на 5 років, що достатньо для будівництва нового блоку. В автономному режимі, при байпасі КУ та нагріві повітря в регенеративному підігрівачі, $\eta_{ГТУ} = 50,87\%$.

Ключові слова: Атомна станція; Газотурбінна установка; ККД; Ресурс роботи; Оптимізація параметрів

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1979>

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

На сьогоднішній день десять енергоблоків АЕС України пройшли процедуру продовження ресурсу, один блок проходить цю процедуру та чотири

енергоблоки не досягли кінця проектного терміну [1].

Після закінчення продовженого терміну експлуатації блоку можливість його повторного продовження стає все менш ймовірною. Термін будівництва нового блоку складає від 5 до 8 років. Часу

для будівництва нових блоків залишається дуже мало. По-перше, стоїть задача добудувати третій та четвертий блоки на Хмельницькій АЕС, які на даний момент мають готовність 75% та 28% відповідно. Кабінет міністрів вже затвердив техніко-економічне обґрунтування добудови цих енергоблоків. Далі Україна має будувати нові енергоблоки.

Основним елементом обладнання АЕС, який визначає ресурс її роботи є ядерний реактор. Ресурс роботи реактору, в свою чергу, визначається величиною флюенсу нейтронів. В роботі пропонується знизити швидкість накопичення флюенсу за рахунок зниження потужності реактора. При цьому парова турбіна має працювати на повну потужність за рахунок вироблення додаткової кількості пари в котлі-утилізаторі ГТУ при охолодженні відпрацьованих продуктів згорання (ПЗ).

Мета роботи: обґрунтування термодинамічної ефективності комбінування АЕС з ГТУ для продовження ресурсу роботи реакторної установки АЕС шляхом зниження її потужності та компенсації цього використанням ГТУ, що забезпечить номінальну потужність турбоустановки АЕС та вироблення додаткової кількості електроенергії.

2. Аналіз схем комбінування АЕС з ГТУ

В літературі питанню комбінування АЕС з ГТУ приділяється достатньо уваги, але практично всі роботи присвячені підвищенню потужності парової турбіни. Наприклад, у [2] розглядається комбінування з метою подачі ПЗ після газової турбіни на газовий перегрівач пари (ГПП), який встановлюється у паровій турбіні АЕС (для серійних турбін К-1000-60/3000, К-500-65/3000 і К-220-44/3000) за сепаратором-пароперегрівачем (СПП). За рахунок цього температура пари, яка прямує на циліндр низького тиску (ЦНТ), може бути збільшена до 350 °С і вище. Таке компонування дозволяє отримати найбільший приріст потужності паротурбінної установки (ПТУ) до 1133 МВт, а саме для К-1000-60/3000. Продукти згорання після ГПП подаються до газоподігрівача (ГВП), встановленого паралельно підігрівачу високого тиску (ПВТ) для підігріву частки живильної води. Практично цей ГВП заміщує одну з ниток ПВТ, тим самим зменшується витрата пари, що відбирається на ПВТ з циліндр високого тиску (ЦВТ), і підвищується потужність турбіни.

До критики цієї схеми слід віднести підвищення температури на вході в ЦНТ на 100 °С. Не-

відомо, чи припустимо це підвищення відносно властивостей сталі, що використовується, та як це вплине на ресурс роботи цього ступеня. Наступне: підвищується теплоперепад на всі ступені ЦНТ і циліндр буде працювати у непроєктному режимі. При зменшенні витрати пари з ЦВТ на ПВТ підвищується витрата пари через ЦНТ. Існує режим роботи турбіни з відключеними ПВТ, але цей режим не розглядається як постійний. З тексту статті не зрозуміло, чи враховували зміну відносного внутрішнього ККД циліндрів при розрахунку підвищення потужності турбіни.

В наступних статтях [3,4] було розглянуто комбінування ПТУ К-1000-60/1500-2 з ГТУ ГТГ 110, що відноситься до установок IV покоління. Запропоновано встановлення газопарового проміжного перегрівача паралельно СПП, в якому буде перегріватись пара після ЦВТ та в подальшому перегріта пара буде йти на ЦНТ. Також запропоновано встановити допалюючий прилад, через який будуть проходити ПЗ після газової турбіни. В цьому випадку витрата гострої пари на ЦВТ підвищується на величину витрати пару на перегрів у СПП на 6 %. Всі циліндри працюють зі збільшеною витратою пари, а ЦНТ – пари зі збільшеною температурою. На приведеній схемі вказано одноступеневий перегрів пари при тому, що турбіна К-1000-60/1500-2 має двуступеневий перегрів. Автори [3] термодинамічно вірно спрямовують пару після сепаратору на окремий газовий перегрівач, але конструктивно СПП виконаний як один елемент, з середини якого неможливо відвести пару після сепаратору у інший елемент схеми. Тобто, запропоновані рекомендації неможливо реалізувати на діючому обладнанні.

У роботі [5] запропонована математична модель комбінування енергоблоку АЕС з ПТУ К 500 60/1500 та шістьма ГТУ. Ці ГТУ гратимуть роль пуско-резервної котельної і в той же час будуть повноцінними установками відпуску електроенергії, а також виконувати роль резервної системи електроживлення для власних потреб АЕС. З проведеного аналізу [5] витікає, що при цьому температура на вході в ЦВТ та циліндр середнього тиску (ЦСТ) збільшується. Всі ступені турбіни в запропонованому режимі будуть працювати в непроєктному режимі. Окрім підвищення температури на перших ступенях і ЦВТ і ЦСТ, витрата пари через циліндри буде підвищена. З цього випливає необхідність перерахунку ККД циліндрів. Потужність циліндрів декілька підвищиться, але з

урахуванням зменшення ККД це підвищення може бути не таким, як вказується.

В [6] наводиться схема, яка частково враховує недоліки попередніх розглянутих статей. В ній пропонується додатково встановити ще одну парову турбіну, на яку буде йти пара після підігріву у СПП. Надлишкова пара, яка буде мати місце після СПП спрямовується на додаткову парову турбіну, яка дозволяє працювати ЦНТ у проектному режимі. Але не зрозуміло, де може бути встановлена ця додаткова турбіна при наявному компонентуванні обладнання ПТУ. Не пояснюється, які додаткові капіталовкладення потрібні для реалізації пропозицій.

У [7] запропоновано комбінування ГТУ фірми Siemens V94.3A у кількості 4 штук з реакторною установкою AP600 з турбоагрегатом TC4F44. Запропоновано за рахунок газів на виході з газової турбіни перегрівати у пароперегрівачі гостру пару після парогенератору, а вже перегріту пару направляти у ЦВТ парової турбіни, чим можна підвищити продуктивність парової турбіни. Цими ж газами після пароперегрівача послідовно запропоновано підігрівати живильну воду після ПВТ до температури насичення перед парогенератором АЕС. Це приводить до суттєвого підвищення температури та витрати пари перед паровою турбіною і є великий сумнів, що турбіна TC4F44 буде ефективно працювати в цьому режимі. Скоріш всього при

такій модернізації треба замінити турбіну.

Таким чином, в результаті аналізу розглянутих схем можна зробити висновок, що всі вони спрямовані на використання тепла відпрацьованих ПЗ ГТУ для підвищення температури та витрати пари в циліндрах парової турбіни АЕС. Це приводить до роботи ступенів в непроектованому режимі та зниженню внутрішніх відносних ККД циліндрів.

В представленій роботі запропоновано використання котла-утилізатора на відпрацьованих газах з виробленням 20% номінальної витрати пари. При цьому потужність реакторної установки знижуємо до 80%, що дає можливість збільшити ресурс роботи реактора, а також використовувати ГТУ у якості резервного джерела енергії для реакторної установки.

3. Методика розрахунку газотурбінної установки

На рис. 1 зображена принципова схема ГТУ та її комбінування з АЕС. Повітря компримується в компресорі (К) та після підігріву в регенеративному підігрівачі (РП) подається в камеру згорання (КЗ). Продукти згорання (ПЗ) прямують в газову турбіну (ГТ). З виходу ГТ ПЗ потрапляють в котел-утилізатор (КУ), де виробляється пара, яка використовується як робоче тіло в паровій турбіні.

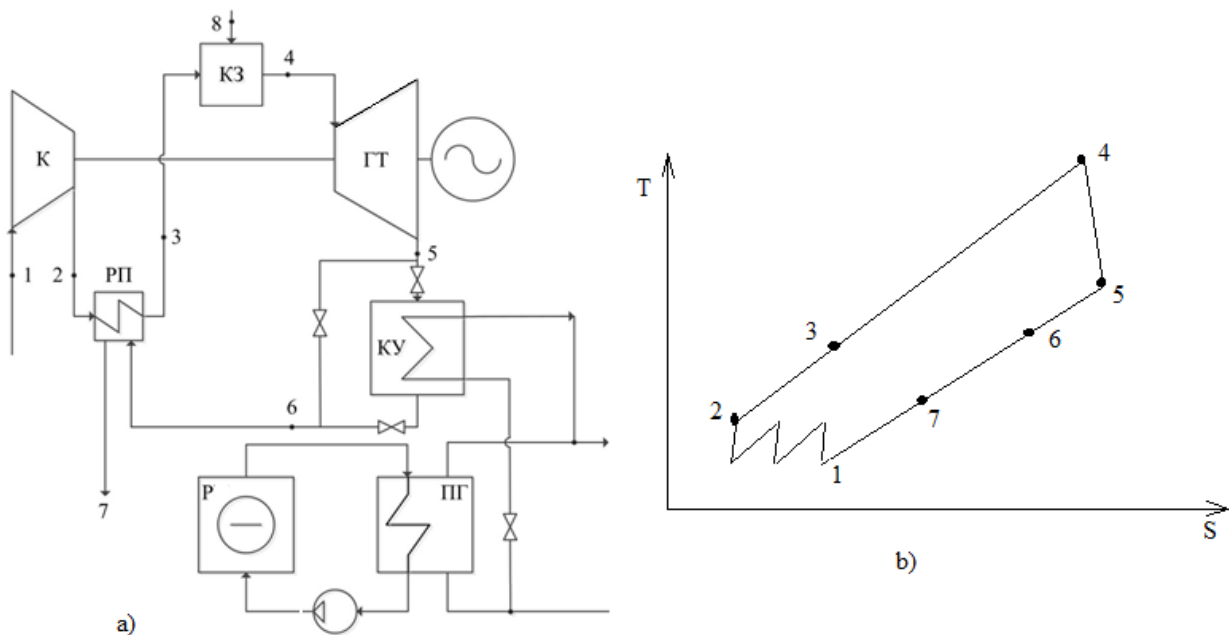


Рисунок 1 – Принципова схема ГТУ для комбінування з АЕС (а) та відповідний цикл Брайтона (b)

Розглянемо алгоритм розрахунку схеми. Початкові дані: T_4 , P_4 – температура та тиск газу перед ГТ; T_1 – температура повітря перед компресором; T_6 – температура ПЗ після КУ; n – кількість ступенів стискування в компресорі.

Визначення тиску у вузлових точках схеми. Згідно з [8] прийнято $P_1 = 1$ бар, $P_4 = 16$ бар.

Прийmemo опір: $\Delta P_{K3} = 0,2$ бар, $\Delta P_{PI} = 0,5$ бар, тоді

$$\begin{aligned} P_2 &= P_4 + \Delta P_{K3} + \Delta P_{PI} = 16 + 0,2 + 0,5 = 16,7 \text{ бар}; \\ P_3 &= P_2 - \Delta P_{PI} = 16,7 - 0,5 = 16,2 \text{ бар}; \\ P_4 &= P_3 - \Delta P_{K3} = 16,2 - 0,2 = 16 \text{ бар}; \\ P_7 &= 1 \text{ бар}; \\ P_6 &= P_7 + \Delta P_{PI} = 1 + 0,5 = 1,5 \text{ бар}; \\ P_5 &= P_6 + \Delta P_{KY} = 1,5 + 0,5 = 2 \text{ бар}; \end{aligned}$$

Ступінь розширення в газовій турбіні:

$$\sigma_T = \frac{P_4}{P_5} = \frac{16}{2} = 8.$$

Загальна ступінь стиснення в компресорі:

$$\sigma_K = \frac{P_2}{P_1} = \frac{16,7}{1} = 16,7.$$

Розрахунок компресора. Якщо загальна ступінь підвищення тиску $\sigma_K > 3$, число ступенів компресору збільшується та між ступенями ставиться проміжний охолоджувач, в якому газ охолоджується до початкової температури. Втрати тиску в проміжному охолоджувачі дорівнює 2% від тиску перед ним. Тоді ступінь підвищення тиску в кожному ступені визначається з виразу:

$$\sigma_{CT} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{0,98^{\frac{n-1}{N}}} = \frac{\left(\frac{16,7}{1}\right)^{\frac{1}{n}}}{0,98^{\frac{3-1}{3}}} = 2,588, \quad (1)$$

де P_1 , P_2 – тиск на вході та виході компресору; n – кількість ступенів компресора, прийнято $n = 3$; 0,98 – коефіцієнт, що враховує гідравлічний опір проміжного охолоджувача.

Температура за ступенем компресора визначається за [9]:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_K} (\sigma_{CT}^m - 1) \right], \quad (2)$$

де T_1 – температура газу перед компресором, приймаємо 293 К; η_K – адіабатний ККД компресора, приймається 0,894 [10].

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{\frac{C_P}{C_V} - 1}{\frac{C_P}{C_V}} = 1 - \frac{C_V}{C_P} = \frac{R}{C_P}, \quad (3)$$

де $R = 8,314$ кДж/(кмоль·К) – універсальна газова стала; C_P , C_V – ізобарна та ізохорна теплоємність газу.

Теплоємність повітря визначається за наступними формулами [11,12]:

$$C_{P_{\text{пов}}} = \sum C_{P_i} \cdot C_{V_i}.$$

$$C_{P, O_2} = 27,1 + 0,01 \cdot T - 2,42 \cdot 10^{-6} \cdot T^2; \quad (4)$$

$$C_{P, N_2} = 28,3 + 2,54 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0,544 \cdot 10^{-6} \cdot T^2. \quad (5)$$

Приймаємо температуру після компресора $T_2 = 395$ К. Визначається середня температура стискування в компресорі $T_{\text{сер}} = (T_1 + T_2)/2 = 344$ К, теплоємність повітря при $T_{\text{сер}}$:

$$C_{P, O_2} = 30,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}; \quad C_{P, N_2} = 29,246 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}};$$

$$C_{P_{\text{пов}}} = 30,27 \cdot 0,21 + 29,246 \cdot 0,79 = 29,45 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}};$$

$$m = \frac{R}{C_{P_{\text{пов}}}} = \frac{8,314}{29,45} = 0,282.$$

Температура повітря після стиснення:

$$T_2 = 293 \left[1 + \frac{(2,588^{0,282} - 1)}{0,894} \right] = 395,6 \text{ К}.$$

Розрахункове значення T_2 дорівнює прийнятому раніше. Це означає, що T_2 визначено вірно.

Розрахунок камери згоряння. Рівняння матеріально-енергетичного балансу КЗ:

$$G_{\text{пов}} \cdot h_{\text{пов}} + G_{\text{пр.г}} \cdot h_{\text{пр.г}} + Q_{\text{згор}} = G_{\text{пр.зг}} \cdot h_{\text{пр.зг}}, \quad (6)$$

де $G_{\text{пов}}$, $G_{\text{пр.г}}$, $G_{\text{пр.зг}}$ – витрата повітря, природного газу та продуктів згоряння, $G_{\text{пр.г}} = 16$ кг/с; $h_{\text{пов}}$, $h_{\text{пр.г}}$, $h_{\text{пр.зг}}$ – ентальпія повітря, природного газу та продуктів згоряння, кДж/кг; $Q_{\text{згор}}$ – теплота згоряння

природного газу. Згідно з [9] $Q_{\text{згор}} = 41$ МДж/кг.

Для вирішення рівняння матеріально-енергетичного балансу КЗ треба знати температуру повітря на вході в КЗ, тобто T_3 . Повітря надходить до КЗ після РП. Проаналізуємо цикл Брайтона (для ГТУ, рис.1b). Виходячи з прийнятого температурного напору на холодному кінці КУ, приймаємо:

$$T_6 = 610 \text{ K} = 337^\circ\text{C}; \quad T_3 = T_6 - 30 = 580 \text{ K}.$$

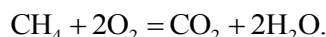
Тобто температура повітря на вході в КЗ дорівнює 580 К. Температура ПЗ була прийнята відповідно до ГТУ V-го покоління [7,10] $T_4 = 1623 \text{ K}$.

Склад ПЗ визначається, виходячи зі значення коефіцієнту надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пов.дійсне}}}{G_{\text{пов.теоретичне}}},$$

де $G_{\text{пов.дійсне}}$ – дійсна витрата повітря в камері згоряння; $G_{\text{пов.теоретичне}}$ – теоретично необхідна витрата повітря для повного згоряння метану.

Теоретично необхідна витрата повітря визначається з рівняння горіння метану:



З цього рівняння витікає, що для проходження реакції, при якій буде згорати 16 кг CH_4 потрібно 64 кг O_2 . При цьому утвориться 44 кг CO_2 та 36 кг H_2O . При $\alpha = 1$ необхідна витрата повітря:

$$G_{\text{пов.теор}} = 64/0,233 = 274,67 \text{ кг} = 9,52 \text{ кмоль}.$$

При $\alpha=1$ в ПЗ будуть: CO_2 – 44 кг, H_2O – 36 кг, O_2 – 32 кг, N_2 – $(274,67 - 64) = 210,67$ кг. Всього: 290,67 кг.

При $\alpha > 1$: $G_{\text{пов}} = 274,67 \cdot \alpha$. В ПЗ будуть: 44 кг CO_2 , 36 кг H_2O , $64 \cdot (\alpha - 1)$ кг O_2 , $210,67 \cdot \alpha$ кг N_2 . Загальна витрата ПЗ: $80 + 274,68 \cdot \alpha$ кг.

Масова концентрація ПЗ:

$$C_{\text{CO}_2} = \frac{44}{G_{\text{пов}} + 16}; \quad C_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{36}{G_{\text{пов}} + 16};$$

$$C_{\text{O}_2} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot 0,233 - 64}{G_{\text{пов}} + 16}; \quad C_{\text{N}_2} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot 0,767}{G_{\text{пов}} + 16}.$$

Ентальпія ПЗ визначається через формулу:

$$h_{\text{ПЗ}} = \sum_1^4 c_i h_i(T),$$

де c_i – масова концентрація компоненту у ПЗ; $h_i(T)$ – ентальпія i -го компоненту при заданій температурі, кДж/кг.

Згідно [9] ентальпія визначається через інтегрування функції теплоємності за температурою. При визначенні ентальпії за точку відрахування прийнято $T_0 = 298 \text{ K}$. Використовуючи залежності теплоємності від температури для CO_2 та H_2O , які наведені далі, та (4)-(5), були отримані формули для визначення ентальпії компонентів ПЗ:

$$c_p^{\text{CO}_2}(T) = 32,24 + 0,0222 \cdot T - 3,48 \cdot 10^{-6} \cdot T^2; \quad (7)$$

$$c_p^{\text{H}_2\text{O}}(T) = 28,8 + 0,0137 \cdot T - 1,434 \cdot 10^{-6} \cdot T^2; \quad (8)$$

$$h_{\text{CO}_2}(T) = 0,7327 \cdot T + 2,52 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 2,6 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 240,18; \quad (9)$$

$$h_{\text{H}_2\text{O}}(T) = 1,6 \cdot T + 3,817 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 2,6 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 510; \quad (10)$$

$$h_{\text{N}_2}(T) = 1,0107 \cdot T + 4,529 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0,6 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 309,57; \quad (11)$$

$$h_{\text{O}_2}(T) = 0,847 \cdot T + 1,57 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 2,523 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 - 265,7. \quad (12)$$

Ентальпія природного газу визначається:

$$h_{\text{пр.г}} = c_p(T - 298) = 2,483(293 - 298) = -12,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де $c_p = 2,483$ кДж/(кг·К) – теплоємність метану.

З (6) визначається ентальпія ПЗ $h_{\text{ПЗ}}$. За отриманим значенням методом підбору визначається відповідна температура T_4 . Досягнення потрібної температури після КЗ можливо підбором витрати повітря, а саме підбором коефіцієнту надлишку повітря α . Проведені ітераційні розрахунки показали, що потрібна умова виконується при коефіцієнті надлишку повітря 1,78. Тоді витрата повітря: $G_{\text{пов}} = 1,78 \cdot 274,7 = 488,9$ кг/с.

Витрата та склад продуктів згоряння:

$$G_{\text{ПЗ}} = 80 + 274,68 \cdot 1,78 = 504,9 \text{ кг/с};$$

$$C_{\text{CO}_2} = \frac{44}{504,9} = 0,0871; \quad C_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{36}{504,9} = 0,0713;$$

$$C_{\text{O}_2} = \frac{49,9}{504,9} = 0,0988; \quad C_{\text{N}_2} = \frac{375}{504,9} = 0,7427.$$

Ентальпія компонентів при $T = 1623 \text{ K}$:

$$h_{\text{CO}_2} = 1500,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad h_{\text{H}_2\text{O}} = 2978,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{\text{O}_2} = 1414,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad h_{\text{N}_2} = 1477,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома ентальпія ПЗ:

$$h_4 = 0,0871 \cdot 1500,9 + 0,0713 \cdot 2978,6 + 0,0988 \cdot 1414,7 + 0,7427 \cdot 1477,8 = 1580 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Згідно рівняння теплового балансу КЗ (6):

$$h_4' = \frac{488,9 \cdot 271,09 + 16 \cdot (-12,4) + 41000 \cdot 16}{488,9 + 16} = 1578,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Отримане значення збігається з прийнятим раніше.

Розрахунок газової турбіни.

Температура газу після турбіни:

$$T_5 = T_4 \cdot [1 - (1 - \sigma_T^{-m}) \cdot \eta_{oi}], \quad (13)$$

де $\eta_{oi} = 0,92$ – внутрішній відносний ККД ГТ;
 $\sigma_T = P_4/P_5$ – ступінь розширення в турбіні.

Кількість молів кожного компоненту, кмоль:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{44}{44} = 1; \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{36}{18} = 2;$$

$$M_{\text{O}_2} = 1,56 \quad M_{\text{N}_2} = \frac{375}{28} = 13,39.$$

Всього: $\Sigma G_M = 17,95$ кмоль.

Молярна концентрація ПЗ:

$$C_{M_{\text{CO}_2}} = \frac{1}{17,95} = 0,056; \quad C_{M_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{2}{17,95} = 0,111;$$

$$C_{M_{\text{O}_2}} = \frac{1,64}{17,95} = 0,087; \quad C_{M_{\text{N}_2}} = \frac{13,39}{17,95} = 0,746.$$

Молярна маса ПЗ:

$$M = 0,056 \cdot 44 + 0,111 \cdot 18 + 0,087 \cdot 32 + 0,746 \cdot 28 = 28,124 \text{ кг/моль.}$$

В формулу (13) m треба підставляти при середній температурі процесу розширення газу в турбіні:

$$c_p = f\left(T_{\text{сер}} = \frac{T_4 + T_5}{2}\right).$$

Таким чином визначення температури за ГТ є ітераційний процес: 1) приймаємо T_5 ; 2) визначає-

мо $T_{\text{сер}} = (T_4 + T_5) / 2$; 3) $c_p = f(T_{\text{сер}})$; 4) $T_5' = f(c_p)$; 5) Знаходимо похибку $\varepsilon = |T_5 - T_5'| / (T_5')$. 6) Якщо похибка $\varepsilon < 3\%$ – результат задовільний, в іншому випадку приймаємо іншу T_5 та повторюємо розрахунок з позиції 2.

Приймаємо $T_5 = 1047$ К. $T_{\text{сер}} = (1623 + 1047)/2 = 1335$ К. Молярні теплоємності при цій температурі, кДж/(кмоль К):

$$c_{p_{\text{CO}_2}} = 55,67; \quad c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 44,58; \quad c_{p_{\text{O}_2}} = 36,2; \quad c_{p_{\text{N}_2}} = 32,66.$$

$$c_{p_{\text{ПЗ}}} = \sum c_{p_i} c_i = 55,67 \cdot 0,056 + 44,58 \cdot 0,111 + 36,2 \cdot 0,086 + 32,66 \cdot 0,746 = 35,58 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

$$m = \frac{8,314}{35,58} = 0,234.$$

$$T_5 = 1623 \cdot [1 - (1 - 8^{-0,234}) \cdot 0,92] = 1047 \text{ К.}$$

Прийняте та отримані значення T_5 збігаються.

Розрахунок регенеративного підігрівача

Тепловий баланс регенеративного підігрівача:

$$G_{\text{пов}} \cdot (h_3 - h_2) = G_{\text{ПЗ}} \cdot (h_6 - h_7) \quad (14)$$

$$h_6 = f_{\text{ПЗ}}(T_6); \quad h_2, h_3 = f_{\text{пов}}(T).$$

З (14) визначається h_7 . $T_7 = f(h_7)$. Перевіряється позитивний температурний напір $t_7 - t_2 > 20$.

Розрахунок потужності обладнання та ККД

Потужність газової турбіни:

$$L_{\text{ГТ}} = G_{\text{ПЗ}} \cdot (h_4 - h_5) \cdot \eta_m; \quad (15)$$

$$L_{\text{ГТ}} = 504,9 \cdot (1580 - 854) \cdot 0,99 = 363,3 \text{ МВт.}$$

Потужність компресору:

$$L_{\text{К}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_m} \cdot n; \quad (16)$$

$$L_{\text{К}} = \frac{488,9 \cdot (96,5 - (-8,3))}{0,99} \cdot 3 = 174,5 \text{ МВт.}$$

Потужність КЗ:

$$Q_{\text{КЗ}} = Q_{\text{згор}} \cdot Q_{\text{пр,г}}; \quad (17)$$

$$Q_{\text{КЗ}} = 41 \cdot 10^3 \cdot 16 = 656 \text{ МВт.}$$

Витрата пари парової турбіни АЕС [13]:

$$G_0 = 1630,5 \text{ кг/с.}$$

Витрата живильної води на КУ:

$$G_{\text{пв ку}} = 0,2 \cdot G_0 = 0,2 \cdot 1630,5 = 326,1 \text{ кг/с.}$$

Необхідна теплова потужність КУ для компенсації зниження потужності реактора на 20%:

$$Q_{\text{КУ}} = G_{\text{пв ку}} \cdot (h_0 - h_{\text{жв}})$$

$$Q_{\text{КУ}} = 326,1 \cdot (2776 - 949,8) = 595,5 \text{ МВт.}$$

Потужність КУ при $G_{\text{пр.Г}} = 16 \text{ кг/с}$:

$$Q_{\text{КУ}}' = G_{\text{ПЗ}} \cdot (h_5 - h_6)$$

$$Q_{\text{КУ}}' = 504,9 \cdot (853,8 - 321) = 269 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт перерахунку витрат газів в ГТУ для забезпечення 20% витрати пару на парову турбіну:

$$\kappa = Q_{\text{КУ}} / Q_{\text{КУ}}' = 2,21.$$

Потужність КЗ в сумісній роботі енергокомплексу:

$$Q_{\text{КЗ}}' = Q_{\text{КЗ}} \cdot \kappa = 656 \cdot 2,21 = 1452,27 \text{ МВт.}$$

Потужність компресора в сумісній роботі енергокомплексу:

$$N_{\text{К}} = L_{\text{К}} \cdot 3 \cdot \kappa = 51,75 \cdot 3 \cdot 2,21 = 343,72 \text{ МВт.}$$

Потужність ГТ в сумісній роботі енергокомплексу:

$$N_{\text{ГТ}} = L_{\text{ГТ}} \cdot \kappa = 363,3 \cdot 2,21 = 804,29 \text{ МВт.}$$

Розрахунок ККД ГТУ:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = (N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}}) / Q_{\text{КЗ}}'$$

$$\eta_{\text{ГТУ}} = (804,29 - 343,72) / 1452 = 0,3171 = 31,71\%.$$

Результати розрахунку схеми ГТУ для вибраних параметрів наведені в табл. 1.

ККД сумісної роботи ГТУ та АЕС:

$$\eta = \frac{N_{\text{ПТ}} + N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}}}{Q_{\text{КЗ}} \cdot \kappa + Q_{\text{Р}}}$$

$$\eta = \frac{1000 + 804,29 - 343,72}{1452 + 2400} = 37,91\%.$$

Таблиця 1 – Параметри газу у вузлових точках схеми та показники сумісної роботи АЕС з ГТУ

№ т.	T, К	T, °С	P, бар	h, кДж/кг	G, кг/с
1	293	20	1	-8,3	1082,4
2	395,6	122,6	16,7	96,5	
3	580	307	16,2	288,6	
4	1623	1350	16	1580,0	1117,8
5	1048,4	775,4	2	853,8	
6	610	337	1,5	321,0	
7	426	153	1	135,5	
8	293	20	16	-12,4	16
Найменування					Знач.
1. Потужність газової турбіни, $N_{\text{ГТ}}$, МВт					804,29
2. Потужність компресору, $N_{\text{К}}$, МВт					343,72
3. Потужність парової турбіни, $N_{\text{ПТ}}$, МВт					1000
4. Потужність камери згоряння, $Q_{\text{КЗ}}$, МВт					1452,27
5. Потужність реактора, $Q_{\text{Р}}$, МВт					2400
6. ККД комбінованої установки, %					37,91

4. Оцінка можливості продовження ресурсу корпусу реактора

Ресурс роботи енергоблоку залежить безпосередньо від корпусу реактора, ресурс якого визначається проектним максимально допустимим значенням флюенсу швидких нейтронів. Теплова потужність реактора пропорційна густині нейтронного потоку. Зменшення потужності досягається пропорційним зменшенням нейтронного потоку. За рахунок цього проектно максимально допустиме значення флюенсу на корпус реактора буде досягнуто на деякий час пізніше.

При зниженні потужності приймемо, що максимально допустимий проектний флюенс не змінюється. Тоді додатковий час для досягнення проектного флюенсу підвищиться пропорційно зменшенню потужності:

$$k^* = \frac{\Phi_{100}}{\Phi_{80}} = \frac{100}{80} = 1,25.$$

Ресурс корпусу реактора за рахунок зниження потужності може бути продовжений з 20 років на:

$$20 \cdot 1,25 = 25 \text{ років.}$$

Тобто зниження потужності до 80% дозволяє продовжити ресурс ще на 5 років. Це практично дорівнює терміну будівництва нового блоку.

5. Дослідження впливу основних параметрів на ефективність роботи енергокомплексу

Визначимо вплив ступіню стиснення на ефективність ГТУ та енергокомплексу (табл. 2).

Таблиця 2 – Параметри ядерно-енергетичного комплексу при зміні ступеню стиснення ($\alpha = 1,75$)

σ_k	$L_{\text{турб}}$	$L_{\text{ком}}$	$\eta_{\text{ГТУ}}$	$\eta_{\text{ЯК}}$	T_5
-	МВт		%		К
17	365,3	52,08	31,87	37,87	1036
18	372,8	53,18	32,5	38,05	1023
19	380,1	53,18	33,62	38,43	1011
20	386	55,28	33,58	38,37	1001

Аналіз даних табл. 2 показав, що оптимальні параметри для ГТУ є оптимальними і для енергокомплексу. Максимальному ККД ГТУ відповідає ступінь стиснення 19.

ГТУ є достатньо дослідженим об'єктом. Параметром, що є важливим саме для схеми рис. 1 є температура в т.6 – після охолодження газу в КУ. Розрахунок впливу цієї температури на ККД показав, що з підвищенням T_6 ефективність росте (табл. 3).

Таблиця 3 – Параметри ядерно-енергетичного комплексу при зміні температури на виході з котла-утилізатора

T_6 , К	$N_{\text{ГТ}}$, МВт	$N_{\text{К}}$, МВт	$Q_{\text{КЗ}}$, МВт	$\eta_{\text{ГТУ}}$, %	$\eta_{\text{ЯК}}$, %	α
593	972,7	417,8	1652	33,58	38,37	1,75
703	1344,5	580	2074	36,83	39,42	1,937
803	2047	890,5	2860	40,43	40,99	2,155

При підвищенні T_6 підвищується T_3 , яка визначається як $T_3 = T_6 - \Delta T$. ΔT приймалося рівним 30 °С. З ростом T_6 більше теплоти вноситься в КЗ і для компенсації цього треба підвищувати коефіцієнт надлишку повітря α . Все це призводить до підвищення витрати газу в ГТУ. Звідси ростуть

потужність газової турбіни та компресору. Ростуть ККД ГТУ та ЯЕК загалом. Оптимуму по зміні T_6 не було виявлено. Тому було обрано ΔT газу в КУ ~ 200 °С. При цьому ККД виріс до 40,43 %.

Оцінимо вплив темперного напору на гарячому кінці регенеративного підігрівача $\Delta T_{6-3} = T_6 - T_3$. Як вже було відмічено, попередні розрахунки були зроблені при $\Delta T_{6-3} = 30$ °С. При $\Delta T_{6-3} = 20$ °С отримано: $\alpha = 2,178$; $\eta_{\text{ГТУ}} = 40,79$ %; $\eta_{\text{ЯК}} = 41,19$ %. Таким чином, зниження ΔT_{6-3} на 5 °С приводить до підвищення ККД ГТУ на 0,16%, а ККД ЯЕК на 0,09%.

6. Дослідження показників схеми ГТУ з проміжним перегрівом

Відомо, що проміжний перегрів пари підвищує термодинамічну ефективність [8,9]. Визначимо показники відповідної схеми. При проміжному перегріванні ПЗ після циліндру високого тиску ГТ у КЗ були отримані наступні результати ефективності ГТУ та ЯЕК (при $\Delta T_{6-3} = 20$ °С, температурі на виході з КУ $T_6 = 803$ К і ступені стиснення в компресорі $\sigma_k = 19$): $\eta_{\text{ГТУ}} = 38,47$ %; $\eta_{\text{ЯК}} = 40,68$ %. Тобто при цих параметрах ККД дещо знизився відносно 41,19. Слід відзначити, що при проміжному перегріві температура після ГТ підвищилася, а саме до $T_5 = 1094$ К, що дає нам змогу знову ж таки підняти T_6 на 100 К до 903 К.

При $\Delta T_{6-3} = 20$ °С, температурі газу на виході з КУ $T_6 = 903$ К і ступені стиснення в компресорі $\sigma_k = 20$ були отримані наступні результати: $\alpha = 2,46$; $\eta_{\text{ГТУ}} = 42,2$ %; $\eta_{\text{ЯК}} = 41,84$ %.

Прийнято, що максимальний ступінь стиснення в одному компресорі дорівнює 3. З цієї умови було визначено, що максимальний ступінь стиснення в компресорі дорівнює 25. При цьому $\eta_{\text{ГТУ}} = 45,44$ %; $\eta_{\text{ЯК}} = 42,9$ %.

В результаті аналізу отриманих результатів розрахунків можна зробити висновок, що комбінування з ГТУ підвищує ефективність ЯЕК. Є сенс використовувати схему з проміжним перегрівом. ККД ЯК при застосуванні звичайної схеми дорівнює 41,19%. Використання ж схеми з проміжним перегріванням дозволяє підвищити ККД ядерно-енергетичного комплексу до 42,9%.

7. Висновки

1. Запропоновано для продовження ресурсу АЕС знизити потужність реактора до 80% від

номінального рівня. Потужність парової турбіни АЕС залишається номінальною завдяки комбінуванню АЕС з ГТУ, яка також може виконувати роль резервного джерела живлення. Зниження потужності реактора дозволяє, виходячи з умови досягнення максимально допустимого флюенсу, при роботі реактора на зниженій потужності протягом 20 років продовжити термін експлуатації ще на 5 років, що може бути достатнім для будівництва енергоблоку АЕС для заміщення. Запропонована схема ГТУ з котлом-утилізатором для вироблення 20% необхідної для парової турбіни пари.

2. Проведено оптимізацію основних параметрів ГТУ відносно максимуму електричного ККД. Визначено, що підвищення температури газу після КУ (температури повітря перед камерою згоряння) позитивно впливає на ККД. Ступінь стиснення повітря в компресорі має оптимальне значення 19.

5. В результаті розрахунку схеми ГТУ з проміжним перегрівом газу отримано, що загальний ККД енергокомплексу АЕС з ГТУ може дорівнювати 42,9 %.

Особистий внесок авторів CRediT

Кравченко В.В.: концептуалізація, методологія, формальний аналіз, висновки, написання – оригінальний проект. **Галацан М.П.:** формування ідеї, програмне забезпечення, розрахунки, перевірка та редагування. **Отрода В.А.:** аналіз літератури, проведення розрахунків, написання – огляд та редагування.

Література

1. Атомна енергетика України URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Атомная_энергетика_Украины (дата звернення 16.01.2021).

2. **Ильченко А.Г., Андрианов С.Г., Бугров М.А.** Эффективность применения парогазовых технологий на АЭС с турбинами насыщенного пара // Вестник ИГЭУ. – 2015. – Вып. 5. – С. 1-7.
3. **Хрусталеv В.А., Наумов А.С.** Вопросы комбинирования схем ГТУ и АЭС и их эффективность // Вестник СГТУ. – 2011. – №1. – Вып. 3. – С. 142-149.
4. **Кряжев А.В., Антонова А.М.** Комбинирование АЭС и ГТУ с целью повышения эффективности производства электроэнергии // Современные техника и технологии. – 2009. – Т. 3. – С. 284-286.
5. **Кряжев А.В., Антонова А.М.** Использование парогазовой технологии на АЭС // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2010. – №1. – С. 56-61.
6. **Аминов Р.З., Юрин В.Е., Егоров А.Н.** Комбинирование АЭС с многофункциональными энергетическими установками // Російська академія наук. Саратовський науковий центр. – 2018. – С. 196-207.
7. **Darwish M.A., Fatimah M., Al Awadhi, Anwar O. Bin Amer.** Combining the nuclear power plant steam cycle with gas turbines // Elsevier Ltd. – 2010. – P. 4562-4571.
8. **Зысн Л.В.** Парогазовые и газотурбинные установки. – С.-П.: СГТУ, 2010. – 378 с.
9. **Вукалович М.Х., Новиков И.И.** Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1968. – 496 с.
10. **Charalampos Andreades, Raluca O. Scarlat, Lindsay Dempsey, Per Peterson.** Reheat-Air Brayton Combined Cycle Power Conversion Design and Performance Under Nominal Ambient Conditions // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2014. – Vol. 136. – P. 062001-12. DOI: 10.1115/1.4026506
11. **Карпатьянц М.Х.** Химическая термодинамика. – М.: Химия, 1975. – 583 с.
12. Термодинамические свойства неорганических веществ. – М.: Атомиздат, 1965. – 460 с.
13. **Кіров В.С.** Теплові схеми турбоустановок АЕС і їх розрахунок. – К.: Астропрінт, 2004. – 212 с.

Отримана в редакції 23.01.2021, прийнята до друку 08.02.2021

Increasing the NPP resource through combination with a gas turbine plant

V. Kravchenko¹, M. Galatsan², V. Otroda³

¹Odessa National Polytechnic University, 1, Shevchenko av., Odessa, 65044, Ukraine;

²SE "Scientific and Technical Center" SE NNEG "Energoatom", 1, Shevchenko av., Odessa, 65044, Ukraine;

³SE "Rivne NPP", Varash, Rivne region, 34403, Ukraine

✉ e-mail: ¹kravchenko@opu.ua; ²maric@i.ua; ³vukrytas.ua@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-7557-3327>; ²<http://orcid.org/0000-0002-9986-476X>;

³<http://orcid.org/0000-0002-9887-9185>

In Ukraine, the design life of the most NPP units has expired. In this regard, it is proposed to extend the life of the NPP by combining it with a gas turbine plant (GTP), namely, the use of a waste heat boiler (WHB) on exhaust gases to produce 20% of the nominal steam consumption. The power of the reactor unit is reduced to 80%, which makes it possible to increase the life time of the reactor by reducing the rate of accumulation of fluence, and the steam turbine will operate at nominal mode. In addition, the gas turbine can be used as a backup power source for the reactor unit. In the schemes of combining steam turbine units (STU) of NPPs with GTP presented in the literature, options for increasing the power of the steam turbine are considered. From the analysis it follows that this always leads to a non-design mode, which is characterized by a decrease in the efficiency of the stages and the turbine as a whole. In the proposed scheme, the STU operates in nominal mode with the design resource and efficiency. The method of calculation of the proposed scheme of combining GTP with NPP is considered in the work and the optimization of the basic parameters (gas compression ratio, temperature of the gas in the WHB, temperature difference in the WHB) in relation to the maximum of the electric efficiency of the GTP and the nuclear power complex (NPK) ($\eta_{GTP} = 40,79\%$; $\eta_{NPK} = 41,19\%$) is carried out. The scheme with intermediate overheating of the gas in the WHB. As a result, it was determined that the intermediate overheating of the gas allows to increase the efficiency of the gas turbine to 45,44 % ($T_0 = 1350$ °C, compression ratio 25 and gas temperature at the outlet of the WHB 903 K). The efficiency of the NPK $\eta_{NPK} = 42,9$ %. This mode of operation for 20 years makes it possible to extend the life time of the NPP for 5 years, which is enough for the construction of a new unit. In the autonomous mode, at WHB bypass and air heating in the regenerative heater, $\eta_{GTP} = 50,87$ %.

Keywords: Nuclear power plant; Gas turbine plant; Efficiency; Life time; Optimization of parameters

References

1. Nuclear energy of Ukraine. Retrieved January 16, 2021, from https://ru.wikipedia.org/wiki/Атомная_энергетика_Украины.
2. **Ichenko, A. G., Andrianov, S. G., Bugrov, M. A.** (2015) The effectiveness of the use of steam and gas technologies at nuclear power plants with saturated steam turbines. *Vestnik SSTU*, 5, 1-7.
3. **Khrustalev, V. A., Naumov, A. S.** (2011) Issues of combining GTP and NPP schemes and their efficiency. *Vestnik SSTU*, 1 (3), 142-149.
4. **Kryazhev, A. V., Antonova, A. M.** (2009) Combination of nuclear power plants and gas turbines in order to increase the efficiency of electricity production. *Modern equipment and technologies*, 3, 284-286.
5. **Kryazhev, A. V., Antonova, A. M.** (2010) Use of steam and gas technology at nuclear power plants. *Proceedings of universities, Nuclear energy*, 1, 56-61.
6. **Aminov, R. Z., Yurin, V. E., Egorov, A. N.** (2018) Combination of nuclear power plants with multifunctional power plants. *Russian Academy of Sciences, Saratov Science Center*, 196-207.
7. **Darwish, M. A., Al Awadhi, Fatimah M., Bin Amer Anwar O.** (2010) Combining the nuclear power plant steam cycle with gas turbines. *Elsevier Ltd.*, 4562-4571.
8. **Zysin, L. V.** (2010) Combined gas and gas turbine plants. *S.-P.: SSTU*, 378
9. **Vukalovich, M. Kh., Novikov, I. I.** (1968) Technical thermodynamics. *M.: Energy*, 496.
10. **Andreades, Charalampos, Scarlat, Raluca O., Dempsey, Lindsay, Peterson, Per.** (2014) Reheat-Air Brayton Combined Cycle Power Conversion Design and Performance Under Nominal Ambient Conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136, 062001-12.
11. **Karapetyants, M. Kh.** (1975) Chemical thermodynamics. *M.: Chemistry*, 583.
12. (1965) Thermodynamic properties of inorganic substances. *M.: Atomizdat*, 460.
13. **Kirov, V. S.** (2004) Thermal schemes of NPP turbines and their calculation. *K. Astroprint*, 212.

Received 23 January 2021

Approved 08 February 2021

Available in Internet 11 February 2021