

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ І СИСТЕМ ЕНЕРГЕТИКИ

ISSN 2522-4344 (Online), ISSN 1562-8965 (Print). The problems of general energy, 2018, 3(54): 48–53
doi: <https://doi.org/10.15407/pge2018.03.048>

УДК 536.7

О.А. ШРАЙБЕР, д-р техн. наук, проф.
Інститут загальної енергетики НАН України,
вул. Антоновича, 172, м. Київ, 03150, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СХЕМ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ ДЛЯ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ

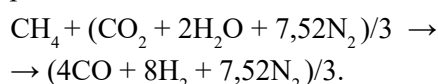
На прикладі газотурбінних установок розглянуто принципи та конструктивні схеми термохімічної регенерації для використання вторинних енергоресурсів – ентальпії відпрацьованих газів. Розроблено методи розрахунку термодинамічних та теплообмінних характеристик вказаних схем. Проведено числові дослідження техніко-економічних параметрів схем термохімічної регенерації та визначено їх залежності від температурного режиму. Встановлено, що термін окупності схем порядку кількох місяців, отже, термохімічна регенерація є дуже ефективним варіантом використання вторинних енергоресурсів.

Ключові слова: термохімічна регенерація, конверсія, газотурбінна установка, теплообмін, техніко-економічні характеристики, термін окупності.

У різних галузях народного господарства розповсюджені теплові установки, що працюють на природному газі і характеризуються досить низьким коефіцієнтом використання палива. При цьому значна кількість енергії втрачається з відпрацьованими газами, які у багатьох випадках мають досить високу температуру, але викидаються в середовище. Традиційний метод утилізації вказаних вторинних енергоресурсів (ВЕР) полягає у використанні повітряної регенерації, проте цей метод має істотні недоліки: по-перше, таким чином вдається використати далеко не всю фізичну теплоту відпрацьованих газів; по-друге, нагрівання повітря призводить до збільшення емісії NO_x ; по-третє, є установки, наприклад, двигуни внутрішнього згорання, де такий варіант взагалі неприйнятний, оскільки призводить до пропорційного зниження потужності двигуна.

Цих недоліків позбавлений принципово відмінний метод використання теплових ВЕР – метод термохімічної регенерації (ТХР), який базується на ендотермічній реакції вихідного палива (для спрощення вважаємо, що воно складається

із чистого метану) з відповідним окислювачем за рахунок ентальпії відпрацьованих газів. Найбільш просто використати як реагент продукти згорання:



Якщо калорійність метану дорівнює $Q_1 = 802$ МДж/кмоль, то калорійність нового палива вже становить $Q_2 = 1022$ МДж/кмоль CH_4 , тобто $Q_2 / Q_1 = 1,27$, і при його згорянні виділиться на 27% більше теплоти, ніж при спалюванні метану. Свого часу в Інституті загальної енергетики НАН України було виконано широкі *термодинамічні* дослідження схем ТХР стосовно до різноманітних теплоенергетичних та теплотехнологічних установок [1–5]. Було показано, що у реальних умовах зазначена реакція іде не до кінця, реагує тільки частина метану, проте метод ТХР все ж дозволить зекономити до 10–15% (або навіть більше) природного газу.

Але із цього зовсім не випливає висока *економічна* ефективність таких заходів із використання ВЕР, тому що треба обладнати установку, яка розглядається, реактором-теплообмінником, де реалізується реакція конверсії, і комунікаціями,

© О.А. ШРАЙБЕР, 2018

отже, зробити певні капіталовкладення K . Нехай експлуатаційні витрати на роботу установки без ТХР дорівнюють W_0 , а після реалізації вказаних заходів – W . Тоді термін окупності енергозаощаджуючих заходів буде $\tau = K / (W_0 - W)$, і такі заходи слід вважати доцільними, якщо $\tau \leq \tau_n$, де τ_n – певний «нормативний» термін окупності, пов'язаний зі станом економіки країни або її окремої галузі.

Отже, для обчислення τ треба спочатку побудувати принципову та конструктивну схеми ТХР-установки, розрахувати її термодинамічні показники, обчислити параметри такої установки без використання ВЕР, а також знайти характеристики реактора-теплообмінника та комунікацій і, нарешті, розрахувати значення K і τ . Нижче наводяться результати таких розрахунків на прикладі ТХР-схем для газотурбінної установки (ГТУ).

Як відомо, традиційні ГТУ не можуть забезпечити значну економію палива за рахунок ТХР через два моменти: невисокі температури відпрацьованих газів за турбіною та великі коефіцієнти надлишку повітря ($\alpha \sim 3$ і більше), що призводить до істотного зниження ступеня конверсії. Дію цих факторів можна подолати за рахунок таких заходів: (а) термохімічний реактор розташовується не за турбіною, а між циліндрами високого і низького тиску – в розсічку; (б) приймаємо $\alpha = 1$, але для зниження температури продуктів згоряння (ПЗ) перед турбіною певна частина охолоджених ПЗ (баласт) подається у камеру згоряння.

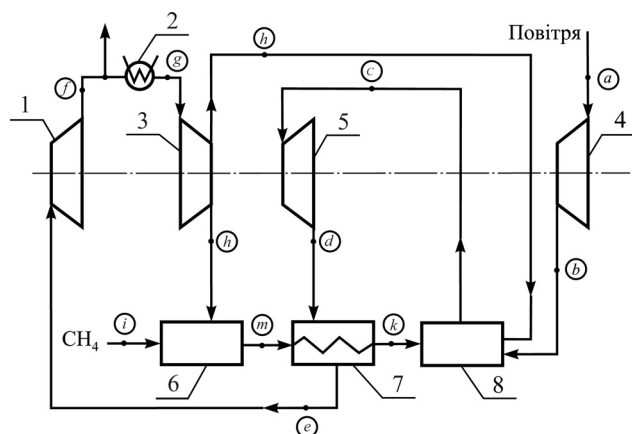


Рисунок 1. Схема G1 газотурбінної установки з ТХР:

- 1 – циліндр низького тиску; 2 – холодильник;
- 3 – компресор для ПЗ; 4 – повітряний компресор;
- 5 – циліндр високого тиску; 6 – змішувач;
- 7 – реактор-теплообмінник; 8 – камера згоряння

Схема найбільш простої газотурбінної установки з ТХР, що враховує згадані заходи, наведена на рис. 1 (тут характерні точки позначені

літерами у кружечках). Після розширення ПЗ у циліндрі 1 відповідна частина їх скидається в середовище, а залишок стискується в компресорі 3 до початкового тиску p_c . Далі потік ПЗ розділяється на дві частини, і перша з них відповідає стехіометричній $(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$ або надстехіометричній $\beta(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$ ($\beta > 1$) кількості реагенту в реакції конверсії. Другий потік ПЗ (його склад – $\beta^\circ(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$) надходить до камери 8. Коефіцієнт β° обирається так, щоб температура ПЗ перед циліндром 5 дорівнювала заданому значенню T_c .

Комплект вихідних даних для розрахунку схеми G1 складається з таких величин: p_c , T_a , T_c , T_g , T_p , T_k , x_{ki} , J_k , ε_1 та ε_2 (тут x_{ki} – це склад конвертованого палива в точці k (i – номер речовини, $i = 1-7$ відповідає CH_4 , N_2 , H_2 , CO_2 , CO , H_2O та O_2); $J = I + Q$ – повна ентальпія; I ентальпія; ε_1 та ε_2 – внутрішній ККД турбін і компресорів відповідно). Вважається, що будь-яка газова суміш є ідеальним газом. Розрахунок складається із шести блоків. У першому з них обчислюються параметри роботи компресора 4 (розглядається стехіометрична реакція горіння, тобто $x_2 = 7,52$; $x_7 = 2$; інші $x_i = 0$, хоч це не принципово). Ключовим моментом тут є визначення середньої теплоємності C (при постійному тиску) газової суміші в інтервалі температур від вхідної до вихідної, яка обчислюється як відношення між різницею ентальпій та різницею температур між точками b та a на рис. 1. Це дозволяє знайти показник степеня $m = R_u / C$ у відомому рівнянні для адиабатного процесу

$$T/T^* = (p/p^*)^m \quad (m = (\gamma - 1)/\gamma), \quad (1)$$

де R_u – універсальна газова стала. Зрозуміло, що на початку обчислень температура на виході з компресора невідома, і тому тут будується ітераційний процес: спочатку задається якесь значення T_b , знаходиться відповідна теплоємність C , з формул, подібних до (1), обчислюється невідома температура у наступному наближенні і т.д. Після того, як ці ітерації зійшлися, уточнюються значення вказаних величин з урахуванням внутрішнього ККД компресора ε_2 .

Другий блок присвячено розрахунку газової турбіни 5 (рис. 1). Тут температура T_c відома, і треба знайти параметри робочого тіла в точці d . Вся послідовність обчислень подібна до викладеної вище з тією тільки різницею, що витрата робочого тіла через циліндр 5 задалегідь невідома (як невідома і величина β°). Тому для точок c і d обчислюємо питому ентальпію i (тобто ентальпію «стандартного» набору продуктів згоряння $\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2$).

Компресор для ПЗ розраховується таким же чином, і знаходяться параметри в точці h . На-

ступний блок пов'язаний із розрахунком теплового балансу камери згоряння 8 (рис. 1), що дозволяє визначити β° і, отже, витрати суміші газів у точках h, c, d . У п'ятому блоці розраховується тепловий баланс реактора 7. Далі треба перевірити, чи задовольняють знайдені температури очевидним умовам на холодному і гарячому кінцях реактора 7:

$$T_e - T_m > \Delta T_1; \quad T_d - T_k > \Delta T_2, \quad (2)$$

де ΔT_1 та ΔT_2 – задані мінімальні перепади температур. Якщо умови (2) не виконуються, слід змінити значення деяких вхідних величин і повторити розрахунки.

Для коректного порівняння варіантів розрахунку треба якимось чином обмежити вибір вихідних температур, незважаючи на виконання умов (2). Аналіз свідчить, що у широкому діапазоні режимів перша різниця температур у (2) набагато більше другої, отже остання є «критичною». Тому слід її зафіксувати на певному рівні, наприклад, $\Delta T_2 = 20$ К.

Як показали розрахунки, схема G1 характеризується досить низькими показниками (її ККД $\eta = 48\text{--}50\%$). Тому було також досліджено особливості роботи найбільш досконалої схеми G4 [1, 4]. Вона відрізняється від схеми G1 тим, що у реакторі-теплообміннику додатково нагріваються повітря, що використовується для спалювання, та баласт, який скидається у камеру згоряння для зниження температури робочого тіла. Як показано в [4], при оптимальних умовах ця схема забезпечує дуже високу ефективність використання палива – майже 60%.

Далі, треба також розрахувати відповідну установку без використання ВЕР (рис. 2). Звичайно, тут, на відміну від схем, розглянутих раніше, немає потреби замінювати надлишок повітря подачею ПЗ як баласту до камери згоряння. Задаються тиск перед турбіною, а також температури у точках n, q , та s (як і раніше, літери у кружечках відповідають точкам на рисунку). Спочатку ітераційним методом (див. вище) розраховується компресор, і обчислюється температура T_p . Далі на основі очевидного рівняння теплового балансу камери згоряння знаходиться коефіцієнт надлишку повітря α (що забезпечує потрібний рівень T_q), та розраховується газова турбіна. Деякі результати розрахунків схеми буде наведено нижче.

Що стосується конструктивної схеми реактора-теплообмінника, мабуть, найбільш зручний варіант – це певний аналог конвективних поверхонь нагрівання енергетичних котлів, тобто кожухотрубний теплообмінник із шаховим розташуванням труб, де в трубах рухається

реагуюча газова суміш, а у міжтрубному просторі – теплоносії (відпрацьовані продукти згоряння), і реалізується перехресний рух цих речовин.

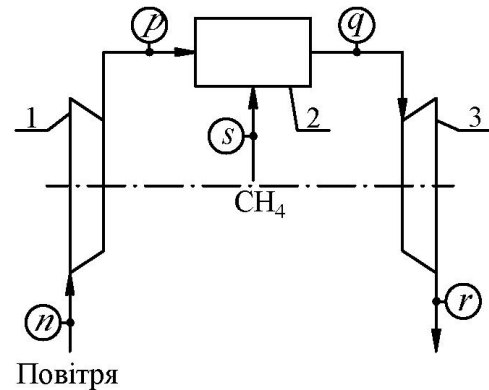


Рисунок 2. Схема ГТУ без використання ВЕР:
1 – повітряний компресор;
2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна

Вихідні дані для розрахунку такі: температури реагуючої суміші на вході в реактор T_m і конвертованого палива на виході із нього T_k , температури теплоносія перед реактором T_d та після нього T_e , тиск у трубах та міжтрубному просторі, параметри функцій для обчислення середнього температурного напору в реакторі, геометричні характеристики пакета труб, компонентний склад обох теплоносіїв, їх швидкості та фізичні властивості, ККД ТХР-схеми та схеми без використання ВЕР, а також потужність теплової установки, кількість теплоти, яку треба передати у реакторі, ціни природного газу та матеріалу для виготовлення реакторів.

Спочатку визначаємо середній температурний напір у реакторі. У випадку протитечії він дорівнює

$$\Delta T_p = \frac{\Delta T_c - \Delta T_h}{\ln(\Delta T_c / \Delta T_h)}, \quad (3)$$

де $\Delta T_h = T_d - T_k$ – температурний напір на гарячому «кінці» установки; $\Delta T_c = T_e - T_m$ – те ж на холодному кінці. Далі, при перехресному русі речовин слід додати у праву частину (3) множник $\Psi < 1$. На жаль, значення Ψ наводяться в літературі (навіть у класичному підручнику В.П. Ісаченка та ін. [6]) у вигляді графіків $\Psi = \Psi(P)$, де $P = (T_k - T_m) / (T_d - T_m)$, для різних значень параметра $R = (T_d - T_e) / (T_k - T_m)$, що істотно ускладнює комп'ютерні розрахунки. Тому для шести реальних значень параметра R (0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 та 1,5) було побудовано необхідні апроксимаційні формули. Оскільки залежності $\Psi = \Psi(P)$ досить складні, кожна із них була розділена на дві ділянки, причому для лівої

Таблиця 1 – Коефіцієнти для Ψ_l та Ψ_r

| j | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| A_j | 1,06 | 1,153 | 1,233 | 1,31 | 1,36 | 1,37 |
| B_j | 0,15 | 0,367 | 0,567 | 0,76 | 0,9 | 1,8 |
| D_j | 0,985 | 0,97 | 0,95 | 0,93 | 0,91 | 0,8 |
| S_j | 12,21 | 4,54 | 4,409 | 2,424 | 2,823 | 6,837 |
| n_j | 4,654 | 3,09 | 2,704 | 1,837 | 1,603 | 1,446 |
| U_j | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,75 | 0,65 | 0,55 |
| V_j | 1,0 | 0,98 | 0,93 | 0,89 | 0,8 | 0,615 |

(Ψ з індексом l) було підібрано лінійну апроксимацію, а для правої (індекс r) – степеневу:

$$\Psi_{lj} = A_j - B_j P; \Psi_{rj} = D_j - S_j (P - 0,5)^n, \quad (4)$$

де $j = 1 - 6$ – номер значення R . Тут перша формула (4) працює в діапазоні $0,5 \leq P \leq U_j$, а друга – при $U_j < P \leq V_j$ (якщо $P > V_j$, беремо $\Psi = 0,5$). Значення величин $A_j, B_j, D_j, S_j, n_j, U_j, V_j$ наведено в табл. 1.

Наступний крок пов'язаний із визначенням коефіцієнта теплопередачі. Тут немає сенсу будувати якусь складну модель, оскільки є досить точні узагальнюючі емпіричні формули для інтенсивності конвективного та радіаційного α_{rad} теплообміну при поперечному обтіканні труб та течії всередині труби [5–7]. Наведемо як приклад формулу для обчислення α_{rad}

$$\alpha_{ex}^{rad} = 0,0285(1 + a_w) a \left(\frac{T_{ex}}{1000} \right)^3 \frac{1 - (\theta/T_{ex})^{3,6}}{1 - \theta/T_{ex}} \left(\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right). \quad (5)$$

Тут θ – температура стінки труби; a_w – її ступінь чорноти; a – ступінь чорноти потоку газів; T_{ex} – середня температура теплоносія. Температура стінки визначається із «закону Ома» для теплового потоку:

$$\theta = T_{ex} - q/(\alpha_{ex} F), \quad (6)$$

де q – загальний тепловий потік в апараті (кВт); α_{ex} – сумарний коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія; F – площа теплообмінної поверхні (обчислюється по середньому діаметру труб). Із наведених формул видно, що α_{ex} і θ пов'язані між собою, причому α_{ex} є сильно нелінійною функцією θ , і розв'язати аналітично систему (5), (6) неможливо. Тому тут будується ітераційний процес: задається початкове значення θ , обчислюються характеристики теплообміну, за формулою (6) знаходиться нове значення θ і т. д.

Для розрахунків необхідно знати теплофізичні властивості речовин, із яких складаються вихідне паливо, окислювач, продукти згоряння та конвертоване паливо, – разом сім речовин, $k = 1 - 7$, див. вище. Для коефіцієнта теплопровідності цих речовин $\lambda \cdot 10^6$ (кВт/(м К)) було побудовано такі апроксимуючі формули (T в К):

$$\lambda \cdot 10^6 = A + Bv + Gv^2; v = (T - 273)/100. \quad (7)$$

По аналогії було побудовано подібні формули для динамічної в'язкості газових компонентів $\mu \cdot 10^6$ (Па с).

Далі стисло про послідовність розрахунків (для визначеності орієнтуємось на схему на рис. 1). Тут задаються такі термодинамічні показники: $p_b, p_d, T_a, T_c, T_g, T_p, T_k, \varepsilon_1, \varepsilon_2$ та β . Крім того, слід задати швидкості обох теплоносіїв (це потрібно для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі), діаметр труб, кроки між ними, початкове значення температури стінки та потужність установки.

Розрахунок складається із чотирьох блоків. Перший із них присвячено визначенню кількості теплоти q , яку потрібно передати у реакторі-теплообміннику, та корисної роботи схеми. У другому блоці розраховується інтенсивність теплообміну в реакторі (спочатку знаходяться фізичні властивості обох середовищ). У третьому блоці визначається середній температурний напір для випадку протитечії (див. (3)), а далі – множник Ψ (див. (4)) і необхідна площа теплообмінної поверхні. У заключному блоці обчислюються маса та вартість реактора-теплообмінника, витрати палива при застосуванні ТХР і (для порівняння) без неї, а також термін окупності капіталовкладень. Описаний метод розрахунку реалізовано у програмі CONST.

Згідно з викладеною методикою було проведено числові дослідження техніко-економічних характеристик різних ТХР-схем для ГТУ. В результаті було встановлено, що капіталовкладення в ТХР-установку порівняно невеликі (осо-

Таблиця 2 – Залежність характеристик схеми G1 від ΔT_2 та T_c

| Номер варіанта | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| T_c , К | 1600 | 1600 | 1600 | 1600 | 1600 | 1600 | 1500 | 1400 | 1300 |
| ΔT_2 , К | 20 | 40 | 60 | 100 | 150 | 250 | 20 | 20 | 20 |
| T_m , К | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 | 619,5 |
| T_b , К | 1072,4 | 1052,4 | 1032,4 | 992,4 | 942,4 | 842,4 | 999 | 925,8 | 853 |
| T_d , К | 1092,4 | 1092,4 | 1092,4 | 1092,4 | 1092,4 | 1092,4 | 1019 | 945,8 | 873 |
| T_e , К | 916,6 | 927,3 | 938,4 | 960,1 | 981,7 | 1029,1 | 898,3 | 869,6 | 828,9 |
| x_1 | 0,526 | 0,569 | 0,612 | 0,692 | 0,78 | 0,899 | 0,679 | 0,803 | 0,89 |
| x_2 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 |
| x_3 | 1,27 | 1,162 | 1,057 | 0,86 | 0,644 | 0,332 | 0,892 | 0,584 | 0,359 |
| x_4 | 0,181 | 0,203 | 0,225 | 0,269 | 0,316 | 0,363 | 0,261 | 0,328 | 0,361 |
| x_5 | 0,626 | 0,561 | 0,496 | 0,373 | 0,238 | 0,071 | 0,393 | 0,202 | 0,083 |
| x_6 | 0,345 | 0,366 | 0,386 | 0,423 | 0,464 | 0,536 | 0,417 | 0,476 | 0,528 |
| η , % | 50,85 | 50,47 | 50,09 | 49,35 | 48,66 | 47,26 | 48,94 | 47,06 | 45,16 |
| β° | 4,762 | 4,633 | 4,505 | 4,259 | 4,02 | 3,558 | 5,47 | 6,475 | 7,98 |
| q | 196,5 | 182 | 167,5 | 139,8 | 114,1 | 61,6 | 144,8 | 99,7 | 65,0 |
| ΔT , К | 58,6 | 89,3 | 119,2 | 173,1 | 221,1 | 306,2 | 61,6 | 63,3 | 61,8 |
| K_{th} | 0,119 | 0,118 | 0,117 | 0,116 | 0,115 | 0,112 | 0,116 | 0,113 | 0,11 |
| F , м ² | 693 | 427 | 298 | 175,6 | 115,4 | 47,6 | 517 | 370 | 263 |
| W | 103,8 | 104,6 | 105,3 | 106,9 | 108,4 | 111,7 | 107,8 | 112,1 | 116,0 |
| W_0 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 |
| ΔW | 13,1 | 12,3 | 11,6 | 10,0 | 8,5 | 5,2 | 9,1 | 4,74 | 0,9 |
| K | 4,61 | 2,84 | 1,98 | 1,17 | 0,77 | 0,32 | 3,44 | 2,46 | 1,75 |
| τ , міс | 4,22 | 2,76 | 2,06 | 1,41 | 1,1 | 0,73 | 4,56 | 6,22 | 23,4 |

Примітка: тут і нижче x_i в кмоль/кмоль CH_4 ; q в МДж/ кмоль CH_4 , K_{th} в кВт/(м²К), W , W_0 , ΔW в 10⁶ грн/рік, K в 10⁶ грн.

Таблиця 3 – Залежність характеристик схеми G4 від тиску та різниці температур ΔT_1

| Номер варіанта | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
|----------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|
| p_c , МПа | 1,5 | 2 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 | 2,5 |
| ΔT_1 , К | 20 | 20 | 20 | 40 | 70 | 100 | 150 |
| T_b , К | 682,6 | 739,3 | 785,6 | 785,6 | 785,6 | 785,6 | 785,6 |
| T_k , К | 1010,2 | 1009,3 | 1008,4 | 993,5 | 968,7 | 945,0 | 904,0 |
| T_d , К | 1130 | 1130 | 1130 | 1130 | 1130 | 1130 | 1130 |
| T_e , К | 702,6 | 759,4 | 805,5 | 825,6 | 855,6 | 885,4 | 935,7 |
| η , % | 57,63 | 56,75 | 56,12 | 55,18 | 53,89 | 52,71 | 50,91 |
| q | 606,4 | 521,5 | 454,2 | 412,6 | 355,3 | 303,5 | 224,9 |
| x_1 | 0,578 | 0,625 | 0,660 | 0,689 | 0,735 | 0,775 | 0,833 |
| x_2 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 | 2,507 |
| x_3 | 1,155 | 1,030 | 0,938 | 0,866 | 0,754 | 0,656 | 0,508 |
| x_4 | 0,222 | 0,239 | 0,251 | 0,267 | 0,292 | 0,313 | 0,342 |
| x_5 | 0,533 | 0,469 | 0,422 | 0,377 | 0,306 | 0,246 | 0,158 |
| x_6 | 0,355 | 0,386 | 0,409 | 0,422 | 0,443 | 0,461 | 0,492 |
| ΔT , К | 30,9 | 31,1 | 29,4 | 44,0 | 81,3 | 137,9 | 185,5 |
| K_{th} | 0,092 | 0,104 | 0,115 | 0,114 | 0,114 | 0,113 | 0,112 |
| F , м ² | 4633 | 3549 | 2991 | 1852 | 889 | 460 | 266 |
| W | 91,6 | 93,0 | 94,0 | 95,6 | 97,9 | 100,1 | 103,7 |
| W_0 | 131,6 | 121,3 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 | 116,9 |
| ΔW | 40,0 | 28,3 | 22,9 | 21,3 | 19,0 | 16,8 | 13,2 |
| K | 30,8 | 23,6 | 19,9 | 12,3 | 5,91 | 3,06 | 1,76 |
| τ , міс | 9,2 | 10,0 | 10,4 | 7,0 | 3,75 | 2,2 | 1,6 |

бливо якщо їх співставляти з можливою економією палива), і тому термін окупності капіталовкладень практично для всіх варіантів дуже незначний – порядку кількох місяців (див. табл. 2, 3). Отже, розрахунки підтвердили, що і з економічної точки зору термохімічна регенерація є дуже ефективним варіантом використання вторинних енергоресурсів – ентальпії відпрацьованих газів.

Із фізичних міркувань випливає, що ККД будь-якої ТХР-схеми для ГТУ повинен зростати зі збільшенням температури T_k (отже, і ступеня конверсії), але при цьому знизиться температура ПЗ T_e після реактора-теплообмінника (треба більше енергії на конверсію та можливий підігрів інших речовин). В результаті це може призвести до порушення другої нерівності (2) або навіть до зміни її знака. З іншого боку, підвищення температури конверсії (і відповідно зниження різниці температур на холодному кінці реактора) призведе до істотного зниження середнього температурного напору і пропорційного зростання поверхні теплообміну. У табл. 2 наведено техніко-економічні характеристики схеми G1 для різних ΔT_2 (варіанти 1–6) при $p_c = 2,5$ МПа. Наприклад, при $\Delta T_2 = 100$ К у порівнянні з $\Delta T_2 = 20$ К кількість метану у конвертованому паливі підвищується від 0,526 кмоль/кмоль CH_4 до 0,692 кмоль/кмоль CH_4 , а вміст водню знижується від 1,27 кмоль/кмоль CH_4 до 0,86 кмоль/кмоль CH_4 . При цьому істотно зменшується економія палива, але, на відміну від термодинамічних характеристик схеми, економічні показники набагато кращі – це пояснюється майже потрійним зростанням середньої різниці температур між теплоносійми та різким зменшенням потрібних капіталовкладень. Отже, цей результат є однією з ілюстрацій протиріч між термодинамічними та економічними міркуваннями.

Наступний параметр – це температура робочого тіла перед ЦВТ T_c (табл. 2, варіанти 1, 7–9), з якою пов'язана температура конвертованого палива. Доки температура конверсії перевищує ~ 900 К, економічні показники схеми непогані (τ не більше півроку), але при $T_k \sim 850$ К кількість метану у КП сягає $\sim 0,9$, економія палива різко спадає, і термін окупності наближується до 2 років.

У табл. 3 представлено деякі характеристики найбільш досконалої з термодинамічної точки зору схеми G4 (де, на відміну від G1, критичною є різниця температур ΔT_1). В цілому характер впливу початкових даних на економічні

параметри подібний до викладеного вище, але при інших рівних умовах тут термін окупності дещо більше. Це ще одна ілюстрація протиріч між термодинамічними та економічними міркуваннями.

ВИСНОВКИ

На прикладі газотурбінних установок розглянуто принципові та конструктивні схеми термохімічної регенерації для використання вторинних енергоресурсів – ентальпії відпрацьованих газів. Розроблено методи розрахунку термодинамічних та теплообмінних характеристик вказаних схем. Проведено широкі числові дослідження техніко-економічних параметрів схем термохімічної регенерації та визначено їх залежності від температурного режиму. Встановлено, що термін окупності схем порядку кількох місяців, отже, термохімічна регенерація є дуже ефективним варіантом використання вторинних енергоресурсів.

1. Шрайбер О.А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Метод розрахунку газотурбінної установки. *Проблеми загальної енергетики*. 2013. № 3(34). С. 47–51.
2. Шрайбер О.А. Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації у двигуні внутрішнього згоряння. *Проблеми загальної енергетики*. 2013. № 4(35). С. 47–51.
3. Яценко В.П., Шрайбер О.А. Використання теплоти відпрацьованих газів промислових печей методом термохімічної регенерації. *Проблеми загальної енергетики*. 2014. № 1(36). С. 19–23.
4. Шрайбер О.А. Визначення оптимальних умов реалізації процесу термохімічної регенерації для використання теплоти відпрацьованих газів газотурбінної установки. *Проблеми загальної енергетики*. 2015. № 3(42). С. 36–42. <https://doi.org/10.15407/pge2015.03.036>
5. Шрайбер О.А., Антоненко І.В. Метод розрахунку динаміки процесу конверсії природного газу. *Проблеми загальної енергетики*. 2017. № 2(49). С. 65–74. <https://doi.org/10.15407/pge2017.02.065>
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергия, 1969. 440 с.
7. Кузнецов Н.В., Митор В.В., Дубовский И.Е., Карасина Э.С. (ред.). Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. 296 с.

Надійшла до редколегії: 22.08.2018