ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ І СИСТЕМ ЕНЕРГЕТИКИ

УДК 536.524

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

ВИКОРИСТАННЯ ЕНТАЛЬПІЇ ОХОЛОДЖЕННЯ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОВИХ УСТАНОВОК МЕТОДОМ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ (ТЕРМОХІМІЧНИЙ ЗАХИСТ)

Розглядається нетрадиційний спосіб використання ентальпії охолодження високотемпературних елементів різноманітних теплових установок методом термохімічної регенерації. Побудовано спрощену математичну модель процесу. Показано, що при певних умовах вдається узгодити інтенсивність протікання двох явищ, на яких базується спосіб: конверсію палива та теплообмін газового потоку зі стінкою і домогтись виконання енергетичного балансу.

Ключові слова: високотемпературні елементи, термохімічний захист, конверсія палива, теплообмін, енергетичний баланс, математична модель.

Вступ. Основні незворотні втрати енергії палива пов'язані з ентальпією відпрацьованих газів, що скидаються в атмосферу, та охолодженням високотемпературних елементів теплових установок. Що стосується відпрацьованих газів, то їх теплота може бути ефективно використана шляхом термохімічної регенерації – конверсії вихідного палива з відповідним реагентом, наприклад, продуктами згоряння [1, 2]. Для зменшення втрат енергії при охолодженні високотемпературних елементів різноманітних теплових установок звичайно використовуються теплоізоляційні матеріали, але їх жароміцність обмежена, і, крім того, такий шлях не дозволяє помітно економити енергію. Принципово інший спосіб боротьби із втратами теплоти – це варіант методу термохімічної регенерації, пристосований до вказаної задачі (будемо називати цей варіант термохімічним захистом (ТХЗ)).

© О.А. ШРАЙБЕР, 2016

Для побудови схем ТХЗ, його розрахунку та оптимізації треба перш за все розробити коректну математичну модель. Наскільки нам відомо, єдина спроба створити таку модель була здійснена в Інституті технічної теплофізики (ІТТФ) НАН України [1], але, на жаль, модель ІТТФ містить кілька грубих помилок (дивно, як у серйозній та цікавій книзі [1] з'явились такі помилки). Спочатку розглянемо модель [1] більш детально (рис. 1).

Аналіз моделі ІТТФ. Теплові потоки і, отже, температурне поле вважаються стаціонарними, стінка – плоскою, а задача – одновимірною. Тоді у випадку використання термоізоляційної вставки різниця температур між внутрішнім та зовнішнім боками стінки на рис. 1,а дорівнює

$$\theta_a - \theta_d = Q\,(\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3), \quad (1)$$

де θ_j – температура стінки у точці j, $j = a - d$; Q – тепловий потік, що падає на стінку; δ_i – товщина шару i; λ_i – коефіцієнт його теплопровідності.

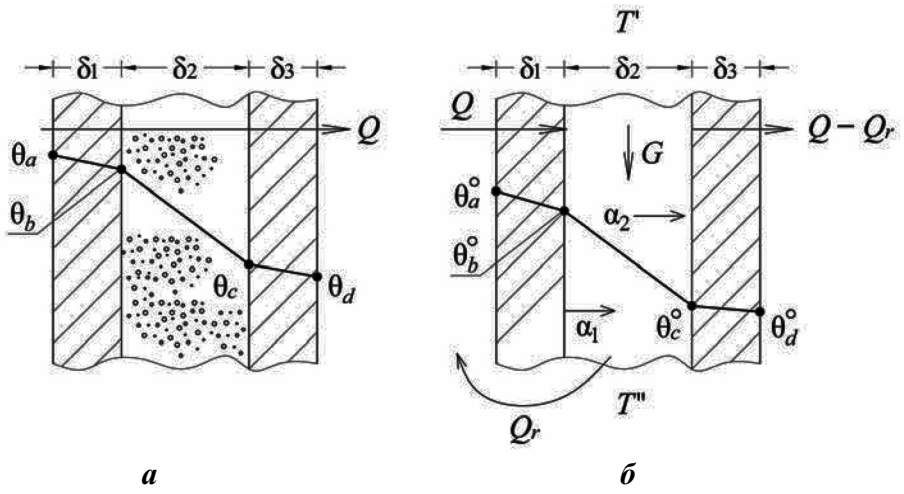

Рис. 1. Тепловий потік через стінку: *а* – із термоізоляційною вставкою; *б* – із ТХЗ

Далі, якщо замість вставки δ_2 охолоджувати стінку сумішшю вихідного палива та реагенту (рис. 1,*б*), то кількість теплоти, що можна зекономити, згідно з моделлю [1] буде

$$Q_r = cG\,(\theta^\circ_b - \theta^\circ_c), \qquad (2)$$

де G – масова витрата охолоджувача; c – його питома теплоємність; θ°_b та ін. – нові температури стінки. Тоді, враховуючи, що тепловий потік через третій шар зменшиться на Q_r, і обчислюючи перепад температур через стінку на основі (1), (2), маємо

$$\theta^\circ_a - \theta^\circ_d = Q\,(\delta_1/\lambda_1 + \delta_3/\lambda_3) - $$

$$- Q_r\,(\delta_3/\lambda_3 - 1/(cG)). \qquad (3)$$

Нарешті, згідно з [1] різниця між (3) та (1), тобто зниження температури «гарячого» боку стінки становить

$$\theta_a - \theta^\circ_a = Q\,\delta_2/\lambda_2 - Q_r\,(G/c - \delta_3/\lambda_3). \qquad (4)$$

В [1] стверджується, що формула (4) свідчить про зниження температури гарячого боку стінки у випадку ТХЗ у порівнянні зі вставкою.

Тепер про помилки в (1) – (4).

а) В моделі не наведено розмірність величин, тому її треба обчислити. Зокрема, судячи з (1), Q – це питомий тепловий потік (кВт/м^2); мабуть, Q_r має ту ж розмірність. Тоді розмірність G, як випливає із (2), має бути кг/(м^2·с), тобто це питома витрата.

б) Основна помилка – тепловий потік Q_r не має нічого спільного із різницею температур стінки $\theta^\circ_b - \theta^\circ_c$ (див. (2)), тут можна було б взяти щось типу $T'' - T'$ (див. рис. 1,*б*), але питомі потоки Q_r і G віднесені до різних площ (стінки і поперечного перерізу каналу для газової суміші), отже, ідея пов'язати ці величини некоректна в принципі.

в) Оскільки вже з'ясовано, що формула (2) хибна, помилкові також ті компоненти співвідношень (3) та (4), що випливають із (2).

г) Ще помилка у (4): перший член виразу в дужках тут має вигляд G/c замість правильного $1/(cG)$, як в (3).

д) Якщо у каналі рухається газова суміш, що не реагує, тоді тепловий потік Q_r дійсно можна пов'язати з її температурами, але ж тут мається на увазі термохімічний захист, тобто замість $c(T'' - T')$ слід взяти різницю повних ентальпій реагуючої газової суміші на вході і виході з каналу $K'' - K'$ (тут $K = I + J$; I – ентальпія; J – калорійність).

е) У формули (4) є ще один недолік: у лівій частині пропущено різницю $\theta_d - \theta^\circ_d$, яка зовсім не обов'язково дорівнює нулю.

є) І останнє: із (4) ніяким чином не випливає, що у загальному випадку $\theta_a < \theta^\circ_a$.

Отже, для розрахунку ТХЗ не можна користуватися моделлю [1], і треба побудувати більш коректну модель установки із термохімічним захистом.

Нова модель ТХЗ. Як випливає з рис. 1,*а*, ТХЗ пов'язаний із двома окремими явищами, які дуже слабо впливають одне на одного: кон-

версією вихідного палива з тим чи іншим реагентом за рахунок теплоти Q_r та теплообміном газового потоку зі стінкою. Мета побудови нової моделі ТХЗ полягає у тому, щоб узгодити інтенсивність згаданих явищ та домогтись виконання енергетичного балансу (заздалегідь далеко не очевидно, що це можна зробити). Як паливо розглядаємо природний газ і для спрощення вважаємо, що він складається із чистого метану, а реагентом є продукти його стехіометричного згоряння у повітрі.

Орієнтуючись на п. б) попереднього підрозділу, приходимо до висновку, що будувати модель ТХЗ у питомих величинах дуже складно, якщо взагалі можливо. Тому доводиться розглядати всю теплову установку, і тут вже дефініція величин змінюється: Q – це повний тепловий потік, що падає зліва на стінку, що розглядається, а G – масова витрата всієї реагуючої газової суміші (крім того, тут слід задати її мольний склад x'_j, $j = 1 - 7$, що відповідає речовинам CH_4, N_2, H_2, CO_2, CO, H_2O, O_2, причому на вході для зручності $x_1 = 1$). Для визначеності розглядаємо плоску стінку у вигляді прямокутника шириною W і висотою H.

Крім Q та G, задаються такі основні величини:

– вхідна температура реагуючої газової суміші T';

– вихідна температура конвертованого палива T'';

– склад конвертованого палива x''_j, а також його ентальпія I'', калорійність J'' та повна ентальпія K'' на 1 кмоль CH4 на вході (ці величини при відомих температурі T'' і тиску знаходяться за програмою EQCO4, створеною автором раніше [2]);

– температура стінок, що омиваються газовим потоком, $\theta°_b$ та $\theta°_c$;

– витрата реагуючої газової суміші M у кіломолях метану на вході за одиницю часу;

– товщини шарів $\delta_1 - \delta_3$ та їх теплопровідність;

– знайдені раніше коефіцієнти для квадратичної апроксимації мольної теплоємності c, динамічної в'язкості μ і теплопровідності λ компонентів газової суміші (див. вище).

Наводимо послідовність основних розрахунків у новій моделі. Перш за все обчислюються ентальпія реагуючої газової суміші:

$$I' = c_m\, x'_m\, (T' - T_{ref}), \qquad (5)$$

де $T_{ref} = 298$ K – температура, від якої відраховується ентальпія, та енергія Q_r (кВт), яку можна регенерувати за одиницю часу:

$$Q_r = M\,(K'' - K'). \qquad (6)$$

Далі знаходяться середня температура газів, їх густина ρ, масова витрата кожної речовини

$$G_j = M\, x_{mj}\, z_j, \qquad (7)$$

де z_j – молекулярна маса речовини j; x_m – середні значення x по довжині потоку, та їх сума G. Наступним кроком є визначення середньої швидкості газів:

$$u = G/\, W\, \delta_2\, \rho, \qquad (8)$$

та чисел Рейнольдса і Нуссельта

$$\mathrm{Re} = Hu\rho/\mu;\ \mathrm{Nu} = 0{,}0296\ \mathrm{Re}^{0,8}. \qquad (9)$$

Тепер можемо обчислити коефіцієнт тепловіддачі від гарячої стінки до газів

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}\ \lambda\ /H \qquad (10)$$

і відповідний потік енергії

$$Q_h = \alpha_1\ (\theta°_b - T_m)\ HW, \qquad (11)$$

де T_m – середня температура газів.

Відзначимо, що тепловіддача при омиванні плоскої поверхні обчислюється за температурою потоку газів. Тому коефіцієнт тепловіддачі від газів до холодної стінки $\alpha_2 = \alpha_1$, і потік енергії через неї

$$Q_e = \alpha_2\ (T_m - \theta°_c)\ HW. \qquad (12)$$

Приклад числових результатів. Відповідно до описаної моделі було створено програму ТСР1 (thermochemical protection). Розглянемо типовий варіант розрахунку (номер 1, іменуємо його базовим). Тут приймалося $T' = 300$ K; $T'' = 1000$ K; коефіцієнти надлишку повітря при спалюванні та надлишку реагенту при конверсії $\alpha = \beta = 1$. У табл. 1 наводиться склад газової суміші на вході в канал (x'_j, кмоль/кмоль CH_4) та на виході з нього (x''_j).

Таблиця 1 – Склад газової суміші

j	1	2	3	4	5	6	7
x'_j	1	2,507	0	0,333	0	0,667	0
x''_j	0,155	2,507	2,266	0,064	1,115	0,091	0

Тут реакції конверсії охоплюють майже 85% метану, і витрати CO_2 та H_2O зменшуються у 5–7 разів. Ентальпія конвертованого палива становить $I'' = 1{,}356 \cdot 10^5$ кДж/кмоль CH_4, його калорійність $J'' = 0{,}9876 \cdot 10^6$ кДж/кмоль CH_4 (на 18,7% більше, ніж калорійність метану) та повна ентальпія $K'' = 1{,}1232 \cdot 10^6$ Дж/кмоль CH_4 (відзначимо, що тут і далі мається на увазі 1 кмоль CH_4 у початковій газовій суміші).

Крім того, задаються геометричні характеристики об'єкта $\delta_2 = 3 \cdot 10^{-3}$ м, $W = H = 1$ м, температури гарячої ($\theta°_b = 1300$ K) і холодної ($\theta°_c = 330$ K) стінки, а також витрата газової суміші $M = 10^{-4}$ кмоль CH_4/с. Наводимо деякі результати розрахунку цього варіанта:

ρ, кг/м^3	G, кг/с	u, м/с	Re	Nu	α_1, кВт/(м^2 K)	Q, кВт	Q_r, кВт
0,396	0,01129	9,51	$1{,}48 \cdot 10^5$	406	0,0469	30,47	32,09 .

Видно, що вихідні дані задані невдало: тут $Q_r > Q$, тобто конверсія метану в принципі може зекономити таку кількість енергії, що перевищує тепловий потік від стінки до газової суміші ($Q_h = Q$).

Тому розглянемо варіант 2, який відрізняється від базового тим, що задано вдвічі менші значення δ_2 та M. При цьому змінюються тільки дві величини: витрата реагуючої газової суміші та ширина каналу, але швидкість газу та інтенсивність теплообміну (а також Q) залишаються незмінними. Для цього варіанта Q = 30,47 кВт; Q_r = = 16,05 кВт, але Q_e = 15,0 кВт, тобто такий режим порушує баланс енергії. Найпростіший шлях до виконання балансу – це відповідне підвищення температури $\theta°_c$: якщо вона дорівнює 342 K, тоді маємо Q_e = = 14,44 кВт (варіант 3), тобто умова балансу задовольняється.

Слід відзначити, що такий шлях не завжди прийнятний, оскільки у багатьох випадках накладаються обмеження на температуру зовнішньої стінки високотемпературних об'єктів ($\theta°_d$ у нашому випадку). Інколи є можливість обійти ці обмеження, додавши до об'єкта ще один невеликий зовнішній шар теплоізоляційного матеріалу.

Розглянемо інші можливості коректування членів рівняння енергобалансу високотемпературних об'єктів. У варіанті 4 замість квадратної розглянуто прямокутну стінку з $W = 0{,}5$ м; $H = 2$ м (тут δ_2 =0,003 м; всі інші вихідні дані такі самі, як раніше), а у варіанті 5 – додатково $T'' = 950$ K (замість 1000 K). В останньому випадку склад конвертованого палива такий:

j	1	2	3	4	5	6	7
x''_j	0,261	2,507	2,002	0,12	0,952	0,142	0 .

Результати розрахунків цих варіантів наведено у табл. 2.

По-перше, звертає на себе увагу зниження інтенсивності тепловіддачі завдяки новій геометрії стінки. Крім того, небаланс ($\Delta Q \equiv Q_r + Q_e - Q$) має різні знаки: ΔQ = 2,09 кВт у варіанті 4, але ΔQ = – 0,78 кВт у варіанті 5. Якщо залежність $\Delta Q(T'')$ апроксимувати лінійною функцією, то $|\Delta Q|$ повинно бути близьким до 0 при $T'' = 964$ K (варіант 6). Склад конвертованого палива та параметри варіанта 6 наводяться нижче:

j	1	2	3	4	5	6	7
x''_j	0,227	2,507	2,086	0,101	1,005	0,126	0;

ρ, кг/м^3	G, кг/с	u, м/с	Re	Nu	α_1, кВт/(м^{2}К)	Q, кВт	Q_r, кВт	Q_e, кВт
0,413	0,00564	9,12	$3{,}02\cdot10^5$	716,6	0,0391	26,12	14,8	11,34.

Дійсно, нова температура конверсії дає ΔQ = 0,02 кВт (практично баланс). Поряд із цим варіантом розглянемо ще одну можливість забезпечення балансу енергії – одночасну пропорційну зміну M та δ_2, що дозволяє зберегти швидкість газу (і, отже Q та Q_e) та змінити тільки теплоту конверсії. Для умов варіанта 4 тут приймається δ_2 = 0,00261 м; $M = 0{,}436\cdot10^{-4}$ кмоль CH4/с (варіант 7), і в результаті Q_r = 13,99 кВт; ΔQ = 0,02 кВт. Для умов варіанта 5 із T'' = 950 K; δ_2 = 0,00316 м; $M = 0{,}526\cdot10^{-4}$ кмоль CH4/с (варіант 8) маємо Qr = 15,02 кВт; ΔQ = 0. Взагалі, при коректуванні вихідних даних слід міняти ті величини, які призведуть до зміни тільки однієї статті балансу.

Таким чином, наведені приклади свідчать про те, що при певних вихідних даних простими способами вдається забезпечити виконання умови балансу енергії у системі ТХЗ, але так буде не завжди. Величину Q_r можна змінювати у дуже широких межах, змінюючи витрату реагуючої газової суміші. Тому здавалося б, що баланс досяжний завжди. Але, як показує розроблена модель, обмеження тут пов'язане з недостатньою інтенсивністю тепловіддачі від гарячої стінки до газу. Для її збільшення можливі такі заходи: підвищення різниці температур, збільшення швидкості газу, використання профільованих або оребрених поверхонь і т.д. Тим не менше цілком імовірні ситуації, коли узгодити різні процеси у системі ТХЗ не вдасться.

Таблиця 2 – Параметри варіантів 4 і 5

№ варіанта	ρ, кг/м^3	G, кг/с	u, м/с	Re	Nu	α_1, кВт/(м^2 К)	Q, кВт	Q_r, кВт	Q_e, кВт
4	0,396	0,00564	9,51	$2{,}97\cdot10^5$	706,9	0,0408	26,53	16,05	12,57
5	0,42	0,00564	8,96	$3{,}04\cdot10^5$	720,4	0,0383	25,87	14,24	10,85

ВИСНОВКИ

Значна частина енергії палива витрачається на охолодження високотемпературних елементів різноманітних теплових установок. Традиційний спосіб охолодження пов'язаний із використанням теплоізоляційних матеріалів, але він має істотні недоліки. Принципово відмінний спосіб – це технологія термохімічної регенерації, пристосована для задачі, що розглядається (термохімічний захист). Відома модель такої системи містить серйозні помилки, і тому розроблено нову, більш коректну модель, що базується на розрахунку конверсії вихідного палива та теплообміну реагуючої газової суміші зі стінкою. Оскільки ці процеси дуже слабо впливають один на одного, треба узгодити їх інтенсивність і, таким чином, домогтись виконання умови енергетичного балансу. Представлено приклади розрахунків, що відкривають можливість це зробити.

1. *Носач В.Г.* Энергия топлива / В.Г. Носач. – К.: Наукова думка, 1989. – 148 с.
2. *Шрайбер О.А.* Використання теплових вторинних енергоресурсів методом термохімічної регенерації. Розрахунок конверсії палива / О.А. Шрайбер // Проблеми загальної енергетики. – 2013. – № 2(33). – С. 39–42.

Надійшла до редколегії: 20.10.2016.