

MATHEMATICAL MODEL AND MACHINE CALCULATION ALGORITHM OF RECYCLE RATIO AND FUEL CONSUMPTION IN TUNNEL BAKING OVEN

S.D. Dudko

National University of Food Technologies

Key words:	ABSTRACT
tunnel oven, cyclothermic system, recycle ratio, fuel consumption, combustion gas enthalpy, air excess coefficient	Mathematical model of recirculated circuit for baking oven is studied. The adaptation of the model for machine calculation of basic values that characterize the work of the cyclothermic system - recycle ratio and fuel consumption was completed. The algorithm, providing for execution of cyclic calculation in a sequence: heating channel — cyclothermic system as a whole — heating channel, was proposed. Unlike existing methods of calculation eliminates the need to have value of combustion gas temperature in exhaust as a source data. The new method is free of this defect. To perform a complete thermal calculation of baking oven is enough to know in addition to the usual source data the temperature and flow rate of the out coming gases that are the result of the heating channels previous calculation. This method can enhances the possibility of computer simulation using in the design of new devices and debugging optimal baking modes in existing furnaces
Article history: Received 13.02.2015 Received in revised form 19.04.2015 Accepted 21.05.2015	
Corresponding author: dudko_ipdo@ukr.net	

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І АЛГОРИТМ МАШИННОГО РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТА РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ТА ВИТРАТИ ПАЛИВА В ТУНЕЛЬНІЙ ХЛІБОПЕКАРСЬКІЙ ПЕЧІ

С.Д. Дудко, канд. техн. наук

Національний університет харчових технологій

Розглянута математична модель рециркуляційного контуру хлібопекарської тунельної печі. Виконана адаптація зазначеної моделі під потреби машинного розрахунку основних величин, що характеризують роботу циклотермічної системи — коефіцієнта рециркуляції та витрати палива.

Описаний алгоритм, який передбачає виконання циклічних розрахунків у послідовності: канал — циклотермічна система в цілому — канал.

Ключові слова: тунельна піч, циклотермічна система, коефіцієнт рециркуляції, витрата палива, ентальпія димових газів, коефіцієнт надлишку повітря.

Вступ. Існуючі математичні моделі та відповідні методики розрахунку печей з циклотермічною нагрівною системою [1, 2], що на сьогоднішній день переважно використовуються в інженерній практиці, є недостатньо пристосованими для комп'ютерного розрахунку. Вони не забезпечують достатньої точності розрахунків та можливості маніпулювання даними, що

необхідно при імітаційному моделюванні теплового стану печі. Спільною рисою цих методик є послідовність розрахунку: спочатку визначаються величини і параметри, що характеризують нагрівну систему в цілому (коефіцієнт рециркуляції газів та коефіцієнти надлишку повітря у відповідних перерізах газового тракту, об'ємна витрата газів у нагрівних каналах тощо), після чого виконуються розрахунки каналів на предмет їх спроможності за визначених умов передати необхідну кількість теплоти до пекарної камери. Такий підхід передбачає необхідність мати серед вихідних даних температуру викидних газів (методика [1] — також їх ентальпію), яка насправді залежить від температури і витрати газів на виході з каналів усіх теплових зон і з достатньою точністю може бути визначена лише в кінці розрахунку.

Метою роботи є побудова на основі удосконаленої математичної моделі алгоритму машинного розрахунку каналів тунельної печі, що має кілька зон обігріву.

Методи досліджень. Пропонується видозмінити розрахункові рівняння та, відповідно, порядок розрахунку, зробивши його циклічним у такій послідовності: канали — нагрівна система в цілому — канали і т.д. до отримання результатів із заданою точністю. Принципова можливість розрахунку каналів хлібопекарської печі окремо від нагрівної системи в цілому показана в [3]. Застосування такого підходу дає можливість виключити з числа вихідних даних температуру викидних газів та відкриває шлях до імітаційного моделювання різних теплових станів печі.

Результати досліджень. Математична модель циклотермічної нагрівної системи печі складається з таких основних рівнянь:

1. Рівняння теплового балансу пічного агрегату.

Теплова енергія витрачається в пічному агрегаті для випікання виробів та покриття всіх супутніх цьому процесу втрат. Для сучасної тунельної печі втрати у топковому пристрої складають менше 1%, тому ними можна знехтувати. За відсутності вбудованого парогенератора і теплоутилізатора рівняння теплового балансу пічного агрегату зручно представити в такому вигляді:

$$Q_a = Q_c + Q_{g,p}, \quad (1)$$

де Q_a — теплота, що надходить до печі; Q_c — витрати теплоти на обігрів пекарної камери; $Q_{g,p}$ — втрати теплоти підвідними і збиральними газоходами через огорожу печі.

Через те, що втрати газоходами важко розрахувати, а їх абсолютне значення порівняно незначне, цю складову теплового балансу печі зазвичай об'єднують зі складовою витрат пекарної камери як додаток до втрат каналами через огорожу печі. Тобто при виконанні розрахунків приймають $Q_a \approx Q_c$.

З урахуванням сказаного, по газовій стороні рівняння теплового балансу печі записується так:

$$Q_c = B(LHV - I_{off}^0 + I_{a,s}^0) \quad (2)$$

де LHV — нижня теплотворна здатність палива (газоподібного), кДж/м³; I_{off}^0 — умовна (на одиницю палива) ентальпія викидних газів, кДж/м³:

$$I_{off}^0 = V_{off}^0(ct)_{off}$$

$I_{a,s}^0 = V^0(ct)_a \alpha_{off}$ — умовна ентальпія підсмоктаного повітря з приміщення до нагрівної системи печі, кДж/м³; $(ct)_a$ — фізична ентальпія підсмоктаного повітря, кДж/м³.

2. Рівняння теплового балансу пекарної камери (з газової сторони), або інакше — рівняння підсистеми теплообмінних каналів має вигляд, кВт:

$$Q_c = B(1 + r)(I_{in}^0 - I_{out}^0 + I_{a,c}^0), \quad (3)$$

де I_{in}^0 — умовна ентальпія димових газів на вході в канали, кДж/м³:

$$I_{in}^0 = V_{in}^0(ct)_{in};$$

I_{out}^0 — умовна ентальпія димових газів на виході з каналів, кДж/м³:

$$I_{out}^0 = V_{out}^0 (ct)_{out} ;$$

$I_{a,c}^0$ — умовна ентальпія підсмоктаного повітря до системи каналів, кДж/м³:

$$I_{a,c}^0 = V^0 (ct)_a (\alpha_{out} - \alpha_{in}) .$$

Рівняння (2) і (3) зовні відрізняються наявністю в другому випадку множника $(1+r)$. Річ у тому, що рівняння (3) складається з величин, що визначають стан системи в межах рециркуляційного контуру — на ділянці від камери змішування до вентилятора рециркуляції. Тому формула враховує рециркуляційний потік газів, що означає, що розрахунок ведеться не на одиницю, а на $(1+r)$ одиниць палива.

3. Для точки злиття газів характерним є такий баланс кількості теплоти, кДж/с:

$$V_{out} (\overline{ct})_{out} = \sum [V_{out,j} (ct)_{out,j}] , \quad (4)$$

де $V_{out} = B(1+r)V_{out}^0$ — об'ємна витрата димових газів на виході з каналів (фактично — у точці їх злиття), м³/с; $V_{out,j}$, $(ct)_{out,j}$ — відповідно об'ємна витрата та фізична ентальпія газів на виході з j -го каналу, м³/с, кДж/м³.

Якщо припустити, що підсмоктування повітря відбувається рівномірно по довжині каналу, тоді співвідношення між часткою середньої витрати газів у каналі відносно сумарної середньої витрати в усіх каналах і часткою витрати газів на виході з каналу відносно сумарної витрати в точці їх злиття будуть однаковими:

$$\frac{\overline{V}_j}{\sum \overline{V}_j} = \frac{V_{out,j}}{V_{out}} = f_j$$

і питома ентальпія газів у точці їх злиття після обігріву каналів:

$$(\overline{ct})_{out} = \sum [f_j (ct)_{out,j}] \quad (5)$$

Коефіцієнт f_j є важливою величиною при розрахунку нагрівної системи, оскільки саме з його допомогою визначається середня витрата газів і, відповідно, теплопередача в каналі.

4. Залежність середньої витрати димових газів у каналі, м³/с, від коефіцієнта рециркуляції та витрати палива має вигляд:

$$\overline{V}_j = f_j B(1+r) [V_g^0 + V^0 (\alpha - 1)] \quad (6)$$

Маючи основні рівняння математичної моделі рециркуляційного контуру зробимо деякі перетворення. Знайдемо значення ентальпії викидних газів $(ct)_{off}$ із балансу теплоти на ділянці між місцем злиття і вентилятором рециркуляції. При цьому, як ішлося у п. 1, втратою газоходами теплоти через обшивку печі нехтуємо. Тоді зменшення температури газів у підвідних газоходах відбуватиметься не за рахунок теплообміну, а лише за рахунок проникнення холодного повітря із зовні. Тепловий баланс ділянки від точки злиття газів до вентилятора:

$$V_{off}^0 (ct)_{off} = V_{out}^0 (\overline{ct})_{out} + V^0 (ct)_a (\alpha_{off} - \alpha_{out}) \quad (7)$$

Звідси отримуємо вираз:

$$(ct)_{off} = \frac{V_{out}^0 (\overline{ct})_{out} + V^0 (ct)_a (\alpha_{off} - \alpha_{out})}{V_{off}^0}$$

Підставимо отримане значення ентальпії викидних газів у (2) і розв'язавши рівняння відносно витрати палива, одержимо вираз, що складається з попередньо заданих та відомих величин, отриманих з розрахунку каналів печі, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$B = \frac{Q_c}{LHV - V_{out}^0 (ct)_{out} + V^0 (ct)_a \alpha_{out}} \quad (8)$$

При виконанні розрахунків вихідними даними є:

Теплотехнічні параметри палива (нижня теплотворна здатність LHV, об'єм продуктів згорання V_g^0 та повітря V^0 на одиницю палива);

Теплове навантаження на канал Q_j , кВт;

Температура газів у камері змішування t_{mix} , °C;

Коефіцієнти надлишку повітря в димових газах на виході з топки та з печі α_t , α_{off} ;

Об'ємна витрата димових газів на виході з каналів $V_{out,j}$, $\text{м}^3/\text{с}$;

Ентальпія димових газів на виході з каналів $(ct)_{out,j}$, кДж/м³.

Пропонується такий алгоритм машинного розрахунку:

1. Задається значення коефіцієнта рециркуляції r і розраховується коефіцієнт надлишку повітря у камері змішування:

$$\alpha_{mix} = \frac{\alpha_t + r\alpha_{off}}{1 + r}$$

При проходженні димових газів через нагрівну систему коефіцієнт надлишку повітря в них збільшується: $\alpha_{mix} < \alpha_{in} < \alpha_{out} < \alpha_{off}$. Для проведення розрахунків необхідно визначитися із значеннями коефіцієнта на вході α_{in} і на виході α_{out} з теплообмінних каналів. Тут можливі різні підходи, які не є предметом розгляду цієї статті.

2. Об'єм продуктів згорання (на одиницю палива) у відповідних перерізах газового тракту, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_i^0 = V_g^0 + V^0(\alpha_i - 1)$$

Індекс «i» означає переріз, у якому визначається коефіцієнт α (відповідно, «mix», «in», «out» та «off»).

3. Ентальпія димових газів на виході з камери змішування розраховується за емпіричною залежністю, наведеною у [4], кДж/м³:

$$(ct)_{mix} = t_{mix} [(1 - x_{mix})(1,381 + 1,693t_{mix} \cdot 10^{-4}) + x_{mix}(1,31 + 1,181t_{mix} \cdot 10^{-4})].$$

Частка повітря в димових газах x_i при відповідних значеннях α_i визначається за формулою:

$$x_i = \frac{V^0(\alpha_i - 1)}{V_g^0 + V^0(\alpha_i - 1)}$$

4. Питома фізична ентальпія (на одиницю об'єму димових газів) на вході в канали розраховується з балансу ентальпій з урахуванням підсмоктування повітря з розрахунку, що втрати теплоти газоходом враховані в тепловому балансі пекарної камери, кДж/м³:

$$(ct)_{in} = \frac{V_{mix}^0 (ct)_{mix} + V^0 (ct)_a (\alpha_{in} - \alpha_{mix})}{V_{in}^0}$$

Щоб визначити температуру газів на вході в канали при відомому значенні ентальпії користуємося формулою, кДж/м³:

$$(ct)_{in} = t_{in} [(1 - x_{in})(1,381 + 1,693t_{in} \cdot 10^{-4}) + x_{in}(1,31 + 1,181t_{in} \cdot 10^{-4})]$$

Відтак, температура на вході в канали є коренем квадратного рівняння і розраховується за формулою, °C:

$$t_{in} = \frac{-1,31 + \sqrt{1,31^2 + 4(ct)_{in}(0,509x_{in} + 1,181) \cdot 10^{-4}}}{2(0,509x_{in} + 1,181) \cdot 10^{-4}}$$

5. Значення умовної ентальпії повітря і димових газів, кДж/м³:

$$I_{a,s}^0 = V^0(ct)_a \alpha_{off}$$

$$I_{a,c}^0 = V^0(ct)_a (\alpha_{out} - \alpha_{in})$$

$$I_{in}^0 = V_{in}^0(ct)_{in}$$

$$I_{out,j}^0 = V_{out,j}^0(ct)_{out,j}$$

$$I_{out}^0 = \sum V_{out,j}^0(ct)_{out,j}$$

6. Фізична ентальпія газів у точці їх злиття, кДж/м³:

$$\overline{(ct)}_{out} = \frac{\sum [V_{out,j}(ct)_{out,j}]}{V_{out}},$$

$$V_{out} = \sum V_{out,j}$$

7. Фізична ентальпія викидних газів, кДж/м³:

$$(ct)_{off} = \frac{V_{out}^0 \overline{(ct)}_{out} + V^0(ct)_a (\alpha_{off} - \alpha_{out})}{V_{off}^0}.$$

8. Умовна ентальпія викидних газів, кДж/м³:

$$I_{off}^0 = V_{off}^0(ct)_{off}$$

9. Розраховується витрата палива за формулою (8).

10. Розраховується фактичне значення коефіцієнта рециркуляції за формулою, отриманою з виразу (3):

$$r = \frac{Q_c}{B(I_{in}^0 - I_{out}^0 + I_{a,c}^0)} - 1$$

Отримане значення підставляється в початок розрахунку (п. 1 алгоритму) і виконуються повторні розрахунки доки задане і розраховане значення r не співпадуть з необхідною точністю.

11. Отримане в такий спосіб значення коефіцієнта рециркуляції є аргументом системи рівнянь циклотермічної нагрівної системи, у якій частина вихідних даних стосовно теплообміну в каналах була задана апіорі або обчислена у першому наближенні без урахування рециркуляції. До їх числа відносяться температура газів на вході в канали, вміст повітря в газах у характерних перерізах газового тракту, середня об'ємна витрата газів у кожному каналі та похідні від них величини.

Для уточнення значень величин і параметрів попередньо задані та наближені слід замінити щойно розрахованими. Зокрема, необхідно розрахувати середню витрату димових газів у каналах згідно з (6). Для цього спочатку за даними попереднього розрахунку каналів визначаються коефіцієнти f_i :

$$f_j = \frac{\overline{V_j}}{\sum V_j}$$

12. Уточнені значення підставляється у вихідні дані розрахунку каналів, результатом виконання якого будуть нові значення $V_{out,j}$ та $(ct)_{out,j}$. Відповідно до наведеного алгоритму розраховують нові значення коефіцієнта рециркуляції та витрати палива. Ітерації проводять за двома критеріями. Першим критерієм є різниця між значенням середньої об'ємної витрати газів у каналах, отриманим із розрахунку каналів, з одного боку, та обчисленим за формулою (6) з іншого. Другий критерій — різниця значень коефіцієнта рециркуляції, отримана у двох послідовних ітераціях. Ітерації виконують доки відповідні різниці не стануть менше визначеної бажаної точності обчислень.

13. За результатами останньої ітерації розраховується:

13.1. температура викидних газів:

$$t_{off} = \frac{-1,31 + \sqrt{1,31^2 + 4 \cdot (ct)_{off} \cdot (0,509 \cdot x_{off} + 1,181) \cdot 10^{-4}}}{2 \cdot (0,509 \cdot x_{off} + 1,181) \cdot 10^{-4}}$$

13.2. секундний об'єм викидних $V_{off} = BV_{off}^0$ та рециркулюючих $V_{rec} = rV_{off}$ газів, а також витрата димових газів у вентиляторі рециркуляції $V_{fan} = V_{off} + V_{rec}$.

Ці дані можуть становити інтерес для обґрунтування вибору конкретної моделі вентилятора рециркуляції та димососа або розрахунку димової труби, а також як вихідні дані для розрахунку теплоутилізатора.

Висновки.

1. Запропонована видозмінена математична модель і алгоритм машинного розрахунку коефіцієнта рециркуляції та витрати палива, який дозволяє виконати повний тепловий розрахунок печі без використання в числі вихідних даних температури викидних газів. Це розширює можливості для розробників нових конструкцій шляхом застосування імітаційного моделювання різних теплових станів печі.

2. Для розрахунку циклотермічної системи обігріву окрім характеристик палива, теплового навантаження на канали, температури газів у камері змішування та значень коефіцієнта надлишку повітря в топці і викидних газах достатньо мати значення ентальпії та витрати димових газів на виході з кожного каналу. Ці значення можуть бути результатом попереднього теплового розрахунку каналів.

3. Для повного теплового розрахунку печі пропонується проводити циклічні обчислення у послідовності: канали — циклотермічна система в цілому — канали і т.д. до отримання результатів з бажаною точністю.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Маклюков И.И.* Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства: [учебник для вузов пищевой пром-сти] / И.И. Маклюков, В.И. Маклюков. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. — 272 с.

2. *Расчет и проектирование печей хлебопекарного и кондитерского производства:* [учебник для вузов] А.А. Михелев, Н.М. Ицкович, М.Н. Сигал, А.В. Володарский. — 3-е изд. перераб. и доп. — М.: Пищевая пром-сть, 1979. — 326 с., ил. — Спс. лит. с 321.

3. *Никончук В.И.* Методика расчета греющего канала хлебопекарной печи [Текст] / В.И. Никончук, А.А. Корчинский, А.Т. Лисовенко, Л.Ф. Мартынов // Хлебопекарная и кондитерская пром-сть. — 1984. — № 12. — С. 22.

4. *Брызун В.А.* Новый подход к определению энтальпии и температуры продуктов сгорания [Текст] / В.А. Брызун // Хлебопекарная и кондитерская пром-сть. — 1987. — № 7. — С. 19 — 20.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМ МАШИННОГО РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА РЕЦИРКУЛЯЦИИ И РАСХОДА ТОПЛИВА В ТУННЕЛЬНОЙ ХЛЕБОПЕКАРНОЙ ПЕЧИ

С.Д. Дудко

Национальный университет пищевых технологий

Рассмотрена математическая модель рециркуляционного контура хлебопекарной печи. Выполнена адаптация указанной модели под нужды машинного расчета основных величин, которые характеризуют работу циклотермической системы — коэффициента рециркуляции и расхода топлива. Описан алгоритм, предусматривающий выполнение циклических расчетов в последовательности: канал — циклотермическая система в целом — канал.

Ключевые слова: *туннельная печь, циклотермическая система, коэффициент рециркуляции, расход топлива, энтальпия дымовых газов, коэффициент избытка воздуха.*