

MATHEMATICAL MODEL AND MACHINE CALCULATION ALGORITHM
OF TUNELL BAKING OVEN'S
HEAT EXCHANGE SUBSYSTEM

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І АЛГОРИТМ МАШИННОГО РОЗРАХУНКУ
ТЕПЛООБМІННОЇ ПІДСИСТЕМИ
ТУНЕЛЬНОЇ ХЛІБОПЕКАРСЬКОЇ ПЕЧІ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМ МАШИННОГО РАСЧЕТА
ПОДСИСИТЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА
ТУННЕЛЬНОЙ ХЛЕБОПЕКАРНОЙ ПЕЧИ

S.D.Dudko

С.Д.Дудко

С.Д.Дудко

The aim is the development is a new method of machine calculation heat transfer subsystem for tunnel baking oven with cyclothermic heating system. The analysis of previously published engineering methods for calculating the same ovens was made. On the basic errors and inaccuracies of mathematical models, which are these methods, are pointed out. Offered more precise mathematical model, as well as the different calculation algorithm, in which the originally calculated heat exchange subsystem, then heating system as a whole. In the end, it gives the opportunity to reduce the amount of source data that are a priori; in particular, the value of the temperature of the combustion gases after heating the baking chamber. New method increases the accuracy of calculations and enables the use of simulation when designing of new ovens.

Метою роботи є розроблення нової методики машинного розрахунку теплообмінної підсистеми тунельної хлібопекарської печі з циклотермічною нагрівною системою. Зроблений аналіз раніше опублікованих інженерних методик розрахунку аналогічних печей. Показано основні помилки та неточності математичних моделей, на яких базуються ці методики. Запропоновано уточнену математичну модель, а також інший алгоритм

розрахунку, при якому спочатку розраховується підсистема теплообміну, потім нагрівна система в цілому. В підсумку це дає можливість зменшити кількість вихідних даних, що задаються апіорі, зокрема, значення температури димових газів після обігріву пекарної камери. Нова методика дозволяє підвищити точність розрахунків і дає можливість застосування імітаційного моделювання при проектуванні нових конструкцій печей.

Целью работы является разработка новой методики машинного расчета подсистемы теплообмена туннельной хлебопекарной печи с циклотермической нагревательной системой. Выполнен анализ ранее опубликованных инженерных методик расчета аналогичных печей, на которых базируются эти методики. Предложена уточненная математическая модель, а также иной алгоритм расчета, при котором вначале рассчитывается подсистема теплообмена, потом нагревательная система в целом. В итоге это дает возможность уменьшить количество исходных данных, заданных априори, в частности, значения температуры дымовых газов после обогрева пекарной камеры. Новая методика позволяет повысить точность расчетов и дает возможность применять имитационное моделирование при проектировании новых печей.

Key words: tunnel oven, cyclothermic system, recycle ratio, heating channel, combustion gas enthalpy, air excess coefficient, calculation algorithm.

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

Ключевые слова: туннельная печь, циклотермическая система, коэффициент рециркуляции, энтальпия дымовых газов, коэффициент избытка воздуха, алгоритм расчета.

Постановка проблеми. Існуючі математичні моделі та відповідні методики розрахунку теплопередачі в хлібопекарських печах з циклотермічною нагрівною системою (з рециркуляцією димових газів), як і інших теплообмінних апаратів, передбачають визначення параметрів теплового

режиму випікання та конструктивних рішень теплообмінних пристроїв печей виходячи із середніх значень температур і теплових потоків у межах теплової зони печі. Під тепловою зоною розуміють частину агрегата, що простягається від місця вводу теплоносія у теплообмінний пристрій до місця його виходу з нього. Такий підхід дозволяє виконувати розрахунки кількості переданої теплоти в теплових зонах та пічному агрегаті в цілому, розраховувати загальну витрату палива та інші величини. Сучасна тунельна хлібопекарська піч є складною динамічною системою з фізично існуючим зворотним зв'язком у вигляді рециркуляційного потоку димових газів. Цей факт накладає відбиток і на математичну модель, суттєво ускладнюючи її. Описані в літературі методики теплового розрахунку тунельної печі малопридатні для проведення комп'ютерного моделювання, що має імітувати стан печі при маніпулюванні вихідними даними та передувати розробленню нових більш досконалих конструкцій.

Аналіз досліджень і публікацій. На пострадянському просторі використовують переважно дві методики розрахунку печей – умовно «київської» та «московської» шкіл. Їх аналіз на предмет адекватності фізичним процесам та пристосованості для імітаційного моделювання стану нагрівної системи дає можливість зробити наступні висновки.

Методика [1, 2] реалізує спрощену математичну модель і демонструється на конкретному прикладі розрахунку печі, який повторюється у трьох інших літературних джерелах у незмінному вигляді. Вона передбачає використання великої кількості взаємопов'язаних параметрів, значення яких беруться з результатів замірів, виконаних при теплотехнічних випробовуваннях печей. Виконання розрахунків вимагає віднесення до числа вихідних даних значень коефіцієнта витрати повітря в характерних точках газового тракту: у топці α_t , камері змішування α_{mix} , на вході в канали α_{in} , на виході з них α_{out} , у викидних газах α_{off} . Такий підхід є невиправданим, оскільки з упевненістю можна вести мову лише про фіксоване значення α_t (не пов'язане з режимом роботи теплообмінної підсистеми, а визначається лише умовами спалювання палива в

топці). З деякою мірою вірогідності можливо буде прогнозувати значення α_{off} після розроблення методики визначення показника газопроникності нагрівної системи печі. Всі решта значень α на початку розрахунку є невідомими, оскільки залежать від коефіцієнта рециркуляції, який є аргументом системи рівнянь, що складають математичну модель печі в цілому, тому на початковому етапі розрахунку печі також невідомий. Іншою особливістю цієї методики є те, що розрахунки об'єму та ентальпії димових газів на ділянці від камери змішування до вентилятора рециркуляції, виконуються не на одиницю, а на $(1+r)$ одиниць витрати палива, тому $I - t$ діаграма при обчисленнях не використовується. Отримані при обчисленнях результати нормуються (приводяться до одиниці палива), після чого робиться посилення до $I - t$ діаграми. Тобто діаграма використовується не як інструмент розрахунку, а швидше як данина певній традиції. Деякі значення важливих величин, що використовуються в розрахунках, нічим не обґрунтовані і супроводжуються словами «за попередніми розрахунками...» (наприклад, витрата газів у нижньому каналі першої теплової зони, [1, с. 236]). Причиною цього, на нашу думку, є необхідність узгодження між собою результатів обчислень в умовах, коли сумарна об'ємна витрата газів у каналах розрахована авторами за хибною формулою [1, с. 231]:

$$\bar{V} = B \left\{ \left[V_g^0 + V^0 (\bar{\alpha} - 1) \right] + r \left[V_g^0 + V^0 (\alpha_{\text{off}} - 1) \right] \right\}, \quad (1)$$

де B – витрата палива (природного газу), $\text{м}^3/\text{с}$;

$\bar{\alpha}$ – середнє значення коефіцієнта надлишку повітря в каналах печі;

r – коефіцієнт рециркуляції газів;

V_g^0 – теоретичний об'єм продуктів згорання на одиницю палива, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

V^0 – теоретичний об'єм повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

За задумом авторів фізичний зміст цієї формули такий. Перший доданок у правій частині відображає середню витрату димових газів у каналах без урахування рециркуляційного потоку, другий – це секундний об'єм рециркуляційних газів. Помилковість такого міркування полягає у тому, що

насправді середнє значення коефіцієнта надлишку повітря в каналах уже враховує частку повітря, що міститься у рециркуляційному потоці.

Методика [3] дозволяє полегшити розрахунки газової сторони печі в ручному режимі, у тому числі, шляхом ітерацій завдяки широкому використанню графічних методів, зокрема, $I - t$ діаграми та допоміжних номограм. Відмінністю від методики київської школи є цілком виправданий алгоритм знаходження коефіцієнта витрати повітря у камері змішування – лише після визначення коефіцієнта рециркуляції, замість його встановлення апріорі у вихідних даних теплового розрахунку.

Спільним недоліком обох методик є потреба попередньо задаватися значенням температури викидних газів, виходячи з «практики експлуатації подібних печей». Зазначимо, що температура викидних газів є складною функцією багатьох наперед невідомих параметрів. Очевидно також, що при розробленні принципово нової печі таку рекомендацію втілити неможливо.

Ще одним недоліком зазначених методик є некоректне визначення середньої витрати димових газів у нагрівному каналі, від значення якої залежить розрахункова швидкість потоку, а від неї – режим руху теплоносія та теплопередача в каналі. Методика [1, 2] передбачає визначення середнього значення витрати теплоносія пропорційно тепловому навантаженню на канал (з деякими ремарками). У [3, с. 162] середня витрата газів у j -му каналі визначається із рівняння теплового балансу каналу, кВт:

$$Q_j = a_j B(1 + r) \left[I_{in}^0 + I_{a.c}^0 - I_{out}^0 \right], \quad (2)$$

де a_j – коефіцієнт, який трактують як частку потоку газів, що надходять до j -го каналу;

I_{in}^0 – умовна (на одиницю палива) ентальпія димових газів на вході в канали, кДж/м³;

$I_{a.c}^0$ – умовна ентальпія підсмоктаного до каналів повітря, кДж/м³;

I_{out}^0 – умовна ентальпія газів на виході з каналів, кДж/м³.

Автори застерігають, що використовувати цю формулу можливо, якщо температура димових газів на виході з каналів відрізняється несуттєво. Водночас, інших варіантів для розрахунку середньої витрати газів у каналах вони не пропонують.

Зауважимо, що в наведеному рівнянні балансу теплоти a_j є коефіцієнтом пропорційності лівої і правої частин (витрати теплоти в одиницю часу), тому трактування a_j як частки об'ємної витрати газів, спрямованих у канал, відносно загального секундного об'єму газів не виправдане. Такий запис є надміру спрощеним, рівняння загалом неадекватно відображає фізичну картину і стає причиною великих похибок при розрахунках.

Більш точне рівняння теплового балансу каналу має записуватися так, кВт:

$$Q_j = B(1+r) \left[a_j I_{in}^0 + c_j I_{a.c.,j}^0 - b_j I_{out}^0 \right], \quad (3)$$

де a_j – частка фізичної теплоти газів на вході в j -й канал відносно сумарної теплоти газів перед входом в усі канали. Оскільки температура і питома ентальпія газів на вході для всіх каналів зазвичай практично однакова, a_j можна трактувати водночас і як частку від загальної витрати газів перед каналами:

$$a_j = \frac{V_{in,j}}{\sum V_{in,j}}.$$

b_j – частка фізичної теплоти газів на виході з каналу відносно теплоти в точці злиття газів. Ця частка ніяким чином не відображає співвідношення між об'ємними витратами, оскільки температура газів і їх питома ентальпія після обігріву каналів суттєво різні.

c_j – частка фізичної теплоти підсмоктаного повітря в каналі відносно сумарної її кількості в усіх каналах. Оскільки температура зовнішнього повітря однакова для всіх каналів, c_j можливо трактувати і як частку витрати повітря, що проникло в канал, відносно загальної його витрати в усі канали. Ця частка є

пропорційною локальній газопроникності каналу. Наразі фізичний зміст і математичний вираз газопроникності до кінця не з'ясовано, тому задля спрощення аналізу зробимо припущення, що кількість підсмоктаного повітря пропорційна витраті газів на вході в канал. Тоді можна записати $c_j = a_j$ і рівняння (3) у розгорнутому вигляді буде:

$$Q_j = B(1+r) \left\{ a_j \left[V_{in}^0(ct)_{in} + V^0(ct)_a (\alpha_{out} - \alpha_{in}) \right] - b_j V_{out}^0(\overline{ct})_{out} \right\}, \quad (4)$$

де V_{in}^0 , V_{out}^0 – відповідно об'єм димових газів (на одиницю палива) на вході і виході каналів, м³/м³;

$(ct)_{in}$, $(\overline{ct})_{out}$ – відповідно фізична ентальпія газів на вході в канали і на виході з них після змішування (фактично – у місці злиття потоків перед вентилятором рециркуляції), кДж/м³;

$(ct)_a$ – фізична ентальпія підсмоктаного повітря, кДж/м³.

Аналізуючи рівняння (4) можемо зробити висновок, що коефіцієнти a_j і b_j мають різну фізичну природу і, як показують розрахунки, різні числові значення. Тому об'єднувати їх в один коефіцієнт, як це зроблено в рівнянні (2), недоречно.

Рівняння (4) можна представити в іншому виді, виразивши кількість теплоти на виході каналу через ентальпію газів:

$$Q_j = B(1+r) \left\{ a_j \left[V_{in}^0(ct)_{in} + V^0(ct)_a (\alpha_{out} - \alpha_{in}) \right] - f_j V_{out}^0(ct)_{out,j} \right\}, \quad (5)$$

де $(ct)_{out,j}$ – фізична ентальпія газів на виході з каналу, кДж/м³;

f_j – частка газів на виході з каналу відносно сумарної витрати газів на виході з усіх каналів.

Деякими авторами робилися спроби моделювання режимів роботи печей або окремих їх систем.

При спробі імітаційного моделювання на ЕОМ за програмою, що побудована на використанні методики [1, 2], авторами [4] отримані результати, що на наш погляд суперечать закону збереження енергії. Зростання

теплотворної здатності палива у досить широкому діапазоні значень призводить до збільшення його витрати при незмінних параметрах стану печі. Пояснення такого результату автори не наводять.

В роботі [5] наведені результати моделювання теплового режиму шляхом зміни витрати і температури димових газів у плоскому каналі печі при різних фіксованих значеннях теплового навантаження. В координатах швидкість-температура газів отримано сімейство кривих, кожна з яких відповідає певному значенню кількості переданої робочою стінкою теплоти. Ця модель оперує локальними значеннями температури і швидкості газів на вході, на виході каналу та середнього їх значення і не передбачає врахування стану нагрівної системи печі в цілому, тобто питання щодо рециркуляції чи, натомість, повного видалення газів при розрахунку каналів до уваги не береться. Іншими словами, тепловий розрахунок окремого каналу можливо виконати і без визначення коефіцієнта рециркуляції.

Такий підхід є більш адаптованим для потреб імітаційного моделювання і може бути частиною методики теплового розрахунку печі, хоча математична модель каналу [6], за якою проводилися розрахунки, містить помилку – при визначенні теплового потоку через робочу стінку каналу кількість теплоти віднесена до площі перерізу самого каналу замість площі стінки, тому наведені в роботі результати є практично малопридатними.

Метою цієї роботи є уточнення математичної моделі теплообмінної підсистеми тунельної хлібопекарської печі з циклотермічною нагрівною системою та розроблення алгоритму розрахунку, адаптованого для потреб імітаційного моделювання теплового стану печі.

Викладення основних результатів. Розрахунок виконується у два етапи. На першому етапі виконується приблизний розрахунок, на другому відбувається багаторазове уточнення невідомих величин і параметрів з отриманням у підсумку дійсних їх значень.

До числа вихідних даних, які не змінюються протягом розрахунку, відносяться: геометричні розміри каналу (l – довжина, b – ширина, h – висота);

ступінь чорноти робочої (спільної з пекарною камерою) та протилежної їй (відбивної) стінок каналу a_p , a_{∂} ; кількість теплоти, що має бути передана каналом в одиницю часу Q_j відповідно до раціонального режиму випікання заданого асортименту виробів та середня температура робочої стінки каналу t_p , яка береться із розрахунку теплообміну в пекарній камері; коефіцієнт надлишку повітря у топці та викидних газах α_b , α_{off} ; температура димових газів у камері змішування t_{mix} .

На першому етапі розрахунку попередньо задаються температурою газів на вході в канали t_{in} (на кілька градусів нижче, ніж у камері змішування), а також такі величини: середня температура газів у каналі $\bar{t}$; значення коефіцієнта надлишку повітря у камері змішування α_{mix} , на вході в канали α_{in} , на виході з них α_{out} , обчислюється середнє значення в каналах: $\bar{\alpha} = (\alpha_{in} + \alpha_{out}) / 2$. Середня температура та коефіцієнти надлишку повітря підлягають корегуванню в ході розрахунку печі, тому точність попередньо заданих значень несуттєва.

Розраховується еквівалентний діаметр прямокутного каналу: $d = 2hb / (h + b)$.

Вміст повітря у димових газах розраховується за відомою формулою:

$$x_i = \frac{V^0(\alpha_i - 1)}{V_g^0 + V^0(\alpha_i - 1)}, \quad (6)$$

де індекс i означає відповідне місце – на вході, на виході або середина каналу.

Питома теплоємність димових газів залежить від їх складу і температури. Згідно з [7] для димових газів, утворених при згоранні природного газу її можна розраховувати з достатньою точністю за емпіричною формулою (в кДж/м³К):

$$c_i = (1 - x_i)(1,381 + 1,693 \cdot 10^{-4} \cdot t_i) + x_i(1,31 + 1,181 \cdot 10^{-4} \cdot t_i). \quad (7)$$

Розрахунок виконується у такій послідовності:

1. Температура газів на виході з каналу, °С:

$$t_{out} = 2\bar{t} - t_{in}$$

2. Фізична ентальпія газів, кДж/м³, з урахуванням формули (7):

На вході:

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

На виході:

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

3. Середнє значення об'ємної витрати газів у каналі, приведене до нормальних умов, у першому наближенні розраховується з теплового балансу герметичного каналу за формулою, м³/с:

$$\overline{V}_j = \frac{Q_j}{(ct)_{in} - (ct)_{out}} \quad (8)$$

4. Середня швидкість газів у каналі, м/с:

$$w_j = \frac{\overline{V}_j (\bar{t} + 273)}{273bh} \quad (9)$$

5. Фізичні параметри теплоносія (кінематична в'язкість газів ν , м²/с; коефіцієнт теплопровідності газів λ , Вт/мК; число Прандтля Pr) розраховуються при середній температурі газів за відомими емпіричними формулами.
6. Розраховується число Рейнольдса і встановлюється режим течії газів у каналі.
7. Відповідно до режиму течії розраховується коефіцієнт конвективної тепловіддачі α_k , Вт/м²К.

У каналах печі значна кількість теплоти передається робочій стінці випромінюванням від теплоносія, у складі якого знаходяться трьохатомні гази і водяна пара, а також випромінюванням більш нагрітої протилежної стінки. Оскільки теплообмін випромінюванням є складним фізичним процесом спочатку розглянемо основні рівняння його математичної моделі.

Кількість теплоти, що передається випромінюванням газу на одиницю поверхні за одиницю часу має вигляд [8], Вт/м²:

$$q = a'_n C_0 \left[a_\varepsilon (0,01\bar{T})^4 - A_\varepsilon^{(cm)} (0,01T_n)^4 \right],$$

де a'_n – ефективний ступінь чорноти поверхні стінки;

$C_0=5,67$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/м²К⁴;

a_z – коефіцієнт випромінювання газу при його власній температурі;

$A_z^{(cm)}$ – поглинальна здатність газу при температурі стінки;

T_n – температура поверхні, К.

Ефективний ступінь чорноти стінки більший її дійсного значення, оскільки стінка не лише випромінює, але і відбиває частину випромінювання газу та протилежної стінки. Автори пропонують розраховувати її за формулою:

$$a'_n = a_n [1 + (1 - a_n)(1 - a_z)],$$

де a_n – дійсний ступінь чорноти стінки;

Водночас при $a_n=0,7 \dots 1,0$ можливо скористатися іншою формулою [9, с. 195] :

$$a'_n = 0,5(1 + a_n)$$

При $T_c / \bar{T} \leq 0,8$ (як це має місце в каналах хлібопекарських печей) можна прийняти, що $A_z^{(cm)} \approx a_z^{(cm)}$, тобто поглинальну здатність можна замінити коефіцієнтом випромінювання, взятому при температурі стінки.

При радіаційному теплообміні двох стінок через шар не діатермічного газу використовують приведений коефіцієнт випромінювання системи. Для паралельних стінок він розраховується за формулою:

$$a_{np} = \frac{1}{\frac{1}{a_{\partial}} + \frac{1}{a_p} - 1}$$

З урахуванням сказаного вище рівняння теплового балансу робочої стінки каналу матиме вигляд, Вт/м²:

$$q = a_{np} C_0 \left[\begin{aligned} &(0,01T_{\partial})^4 (1 - a_z^{\partial}) - \\ &-(0,01T_p)^4 (1 - a_z^p) \end{aligned} \right] + (\alpha_k + \beta_p)(\bar{T} - T_p), \quad (10)$$

де β_p – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газів на робочу стінку;

a_z^{∂} – коефіцієнт випромінювання газів при температурі відбивної стінки;

a_z^p – те саме, робочої стінки.

У рівнянні (10) ліва частина – тепловий потік, що передається робочою стінкою в пекарню камеру. У правій частині: перший доданок – тепловий потік випромінюванням протилежної (відбивної) стінки на робочу стінку з урахуванням часткового поглинання випромінювання шаром газу; другий доданок – тепловий потік конвекцією і випромінюванням газів на робочу стінку.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газів на робочу стінку розраховується за формулою [2]:

$$\beta_p = 5,67 \frac{a_p + 1}{2} 10^{-8} a_z (\bar{T})^3 \frac{1 - (T_p / \bar{T})^{3,5}}{1 - T_p / \bar{T}} \quad (11)$$

Тепер розглянемо розрахункові формули, за якими обчислюються невідомі величини у рівняннях теплообміну випромінюванням.

Коефіцієнт випромінювання газів розраховується за формулою, що впливає із закону Бугера:

$$a_z = 1 - \exp(-kpS),$$

де k – коефіцієнт ослаблення випромінювання газовою фазою продуктів згорання;

p – тиск димових газів (абсолютний), МПа;

S – ефективна товщина випромінюючого шару газу, м; при співвідношенні ширини каналу до його висоти $b/h \geq 40$, що є характерним для сучасних циклотермічних печей, ефективну товщину можна розрахувати як для шару товщиною h нескінченної протяжності за формулою $S=1,8h$.

Коефіцієнт ослаблення випромінювання для суміші трьохатомних газів і водяної пари визначається за емпіричною формулою [10]:

$$k = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_{cm}S}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) r_{cm},$$

де $r_{cm} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ – об'ємна частка суміші випромінюючих газів у димових газах.

Наведені формули дають прийнятну похибку при $T > 750\text{K}$, однак у каналах печей з рециркуляцією газів температура може бути і суттєво нижчою. Тому для значень $573\text{K} < T < 823\text{K}$ у вираз коефіцієнта ослаблення випромінювання уводиться поправка [11] і формула набуває вигляду:

$$k = (0,832 + 1,2S) \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_{cm}S}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T}{1000} \right) r_{cm} \quad (12)$$

У теплообміні випромінюванням беруть участь лише трьохатомні гази і водяна пара. Для опису теплообміну в каналах важливо визначити вміст випромінюючих газів при середніх значеннях температури і надлишку повітря в каналах. З урахуванням вологи, що міститься у повітрі, яке потрапляє до нагрівної системи внаслідок підсмоктування із зовні, розраховується вміст випромінюючих газів у каналах:

$$R_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^0}{V_z^0 + V^0(\alpha - 1)}, \quad R_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_z^0 + V^0(\alpha - 1)},$$

$$\text{де } V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161V^0(\alpha - 1),$$

$$R = R_{RO_2} + R_{H_2O}$$

8. Коефіцієнт випромінювання газів при середній температурі робочої стінки каналу:

$$a_z^p = 1 - \exp \left[-R(0,832 - 2,16h) \left(\frac{7,8 + 16R_{H_2O}}{\sqrt{1,8hR}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_p) 0,18h \right] \quad (13)$$

9. Коефіцієнт випромінювання при середній температурі газів у каналі:

$$a_z = 1 - \exp \left[-R(0,832 - 2,16h) \left(\frac{7,8 + 16R_{H_2O}}{\sqrt{1,8hR}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \bar{T}) 0,18h \right] \quad (14)$$

10. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газів на робочу стінку β_p розраховується згідно з виразом (11).

Із рівняння (10) можна отримати вираз для розрахунку середньої температури відбивної стінки. Разом з виразом для коефіцієнта випромінювання газів при температурі відбивної стінки матимемо систему двох нелінійних рівнянь з двома невідомими:

$$\begin{cases} T_{\text{вд}} = 100 \sqrt[4]{\frac{(1 - a_z^p)(0,01T_p)^4 + \frac{10^3 Q_j / bl - (\alpha_k + \beta_p)(\bar{T} - T_p)}{C_0 a_{np}}}{1 - a_z^{\text{вд}}}} \\ a_z^{\text{вд}} = 1 - \exp \left[-r_{cm} (0,832 - 2,16h) \left(\frac{7,8 + 16r_{H2O}}{\sqrt{r_{cm} S}} - 1 \right) (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} T_{\text{вд}}) 0,18h \right] \end{cases} \quad (15)$$

11. Розв'язуємо систему (15) відносно $T_{\text{вд}}$ і $a_z^{\text{вд}}$.

Рівняння теплового балансу відбивної стінки за умови відсутності втрат теплоти через теплоізоляцію печі має вигляд:

$$(\alpha_k + \beta_{\text{вд}})(\bar{t} - t_{\text{вд}}) = C_0 a_{np} \left[(1 - a_z^{\text{вд}})(0,01T_{\text{вд}})^4 - (1 - a_z^p)(0,01T_p)^4 \right] \quad (16)$$

Тут у лівій частині рівняння – кількість теплоти, що віддається стінці випромінюванням газів і конвекцією, в правій – кількість теплоти, що випромінюється відбивною стінкою на робочу стінку через шар газу.

12. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням газів на відбивну стінку:

$$\beta_{\text{вд}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_{\text{вд}} + 1}{2} a_z(\bar{T}_g)^3 \frac{1 - (T_{\text{вд}} / \bar{T})^{3,5}}{1 - T_{\text{вд}} / \bar{T}} \quad (17)$$

13. Після підстановки значення $\beta_{\text{вд}}$ із виразу (17) у рівняння (16) і враховуючи, що $\bar{t} = (t_{in} + t_{out}) / 2$, отримуємо вираз для обчислення нового значення температури газів на виході з каналу:

$$t_{out} = \frac{2 \cdot 5,67 a_{np} \left[(0,01T_{\text{вд}})^4 (1 - a_z^{\text{вд}}) - (0,01T_p)^4 (1 - a_z^p) \right]}{\alpha_k + \beta_{\text{вд}}} + 2(T_{\text{вд}} - 273) - t_{in} \quad (18)$$

Отримане значення температури порівнюється із розрахованим у п. 1, корегується значення $\bar{t}$ і весь розрахунок повторюється до збігу розрахованих у п.1 та п.13 значень t_{out} з необхідною точністю. Аналогічно виконується

розрахунок усіх інших каналів. На цьому розрахунок теплообмінної підсистеми завершується. Його результатом є значення температури газів на виході з усіх каналів та їх об'ємної витрати згідно з (8), за якими визначається ентальпія суміші відпрацьованих газів перед вентилятором рециркуляції. Ці величини є вихідними даними для повного теплового розрахунку печі.

Висновки

1. Існуючі методики розрахунку циклотермічних печей малопридатні для імітаційного моделювання роботи хлібопекарської печі з ряду причин: застосування графічних методів розв'язання рівнянь та визначення величин; необхідність віднесення до числа вихідних даних значення температури викидних газів, яку на практиці передбачити важко; хиби у математичних моделях. Ці моделі передбачають визначення витрати теплоносія в каналі на основі рівняння теплового балансу каналу, що методологічно невиправдано, та містять розрахункові рівняння, що невірно відображають фізичний зміст. Точність розрахунків за цими моделями не відповідає вимогам, що диктуються потребами імітаційного моделювання теплового стану печі.
2. Показана принципова можливість і доцільність зміни порядку розрахунку печі – від розрахунку теплообмінної підсистеми до розрахунку циклотермічної системи в цілому, а не навпаки, як це передбачається зазначеними методиками.
3. Наведена методика розрахунку теплообмінної підсистеми печі, яка потребує меншої кількості апріорних вихідних даних і орієнтована на застосування сучасних комп'ютерних засобів, що дає змогу виконувати імітаційне моделювання різних теплових станів.

Література:

1. Михелев А.А. Практикум по курсу «Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства» : [учебное пособие для студентов вузов]/ А.А. Михелев, А.В. Володарский. – М.: Пищевая пром-сть, 1974. – 288 с., ил. – Спис. лит. с. 286 – 288.

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. – Спис. лит. с 321.
3. 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. – Спис. лит. 286 – 288.
4. Володарский А.В. Влияние переменных параметров работы хлебопекарных печей на их характеристики [Текст]/ А.В.Володарский, В.М.Хряпа, М.Н.Сигал, В.А.Жураховский // Хлебопекарная и кондитерская пром-сть. – 1987. - № 7. – С. 39-43.
5. 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.
6. Никончук В.И. Интенсификация процессов гигротермической обработки и выпечки в многоярусных хлебопекарных печах [Текст] : Дис. канд. техн. наук: 05.18.12 / В.И.Никончук; Киевский технологический институт пищевой промышленности (Киев). — К., 1984. — 203 с.
7. 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.
8. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача: [Текст] [Учебник для авиац. вузов. – 3-е изд., перераб.]/ Г.А.Мухачев, В.К.Щукин – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.: ил.
9. Теплотехнический справочник [Текст]/ Под общ. ред. Н.В.Юренева и П.Д.Лебедева. в 2-х т. Т.2. М.: Энергия, 1976. – 896 с.: ил.
10. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) [Текст]. – 3-е изд. перераб. и доп. – СПб.: ВТИ, НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.

11. Дудко С.Д. Розрахунок коефіцієнта теплового випромінювання димових газів у каналі печі з циклотермічною нагрівною системою [Текст] / С. Д. Дудко // Харчова промисловість. — 2014. — Вип. 15. — С. 165-169.

Дата надходження до редакції: