

УДК 664.655.041

SOME SIMULATION RESULTS OF THE TUNNEL BAKING OVEN
HEATING SYSTEM OPERATION

ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ
НАГРІВНОЇ СИСТЕМИ ТУНЕЛЬНОЇ ХЛІБОПЕКАРСЬКОЇ ПЕЧІ
НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ
ОБОГРЕВА ТУННЕЛЬНОЙ ХЛЕБОПЕКАРНОЙ ПЕЧИ

S.D. Dudko

С.Д. Дудко

С.Д. Дудко

The results of mathematical simulation in the stationary mode of baking oven are presents. Baking of first grade wheat flour hearth bread (1.0 kg) was simulated. Tunnel Type oven with cyclothermic heating system has a baking area 25 m^2 , three thermal zones, flat channels on the top and bottom of the baking Chamber. Influence of excess air ratio in flue gases as a parameter characterizing the gas permeability of the heating system was studied. Also the subject of the research was to study changings of some of the oven state functions (fuel consumption, temperature and exhaust gas volume flow, relative loss of heat with the exhaust gases) when changing the settings, which are subject to regulation when configuring baking mode (factor of gases recycling, the gases temperature in the mixing Chamber). Numerical values, which give the opportunity to evaluate the impact of baking oven operation parameters on design stage or operating stage, were obtained.

Наведено результати математичного моделювання роботи хлібопекарської печі у стаціонарному режимі при випіканні булки круглої з пшеничного борошна першого ґатунку (1,0 кг). Піч тунельного типу з циклотермічною нагрівною системою має площу поду 25 м^2 , три теплові зони, плоскі канали зверху і знизу пекарної камери. Досліджували вплив коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах як параметра, що характеризує газопроникність нагрівної системи. Також предметом дослідження були зміни

деяких функцій стану печі (витрата палива, температура і витрата викидів, відносна втрата теплоти з викидами) при зміні параметрів, що є предметом регулювання при налаштуванні теплового режиму випікання (коефіцієнт рециркуляції, температура газів у камері змішування топкових і рециркуляційних газів). Отримано чисельні значення величин, що дає можливість оцінити вплив згаданих параметрів на результати роботи печі на стадії її проектування чи при налагоджувальних роботах на працюючій печі.

Представлены результаты математического моделирования работы хлебопекарной печи в стационарном режиме при выпечке булки круглой из муки пшеничной первого сорта (1,0 кг). Печь туннельного типа с циклотермической системой обогрева имеет площадь пода 25 м^2 , три тепловые зоны, плоские каналы сверху и снизу пекарной камеры. Исследовали влияние коэффициента избытка воздуха в уходящих газах как параметра, характеризующего газопроницаемость системы нагрева. Также предметом исследования было изменение некоторых функций состояния печи (расход топлива, температура и расход уходящих газов, относительная потеря теплоты с уходящими газами) при изменении параметров, являющихся предметом регулирования при настройке теплового режима выпечки (коэффициент рециркуляции, температура газов в камере смешения топочных и рециркуляционных газов). Получены численные значения величин, дающие возможность оценить влияние названных параметров на результаты работы печи на стадии ее проектирования либо при наладочных работах на существующих печах.

Key words: Baking oven, fuel consumption, loss of heat, excess air ratio, factor of gas recycling, baking mode.

Ключові слова: Хлібопекарська піч, витрата палива, втрати теплоти, коефіцієнт надлишку повітря, коефіцієнт рециркуляції, режим випікання.

Ключевые слова: Хлебопекарная печь, расход топлива, потери теплоты, коэффициент избытка воздуха, коэффициент рециркуляции, режим выпечки.

Постановка проблеми. Аналіз літературних джерел свідчить про вкрай обмежену кількість досліджень впливу на показники роботи промислової хлібопекарської печі її конструктивних особливостей та деяких параметрів, що зазвичай є об'єктами регулювання при відтворенні теплового режиму випікання. Проте саме такого роду дані становлять найбільшу практичну цінність і відкривають шлях до створення нових зразків пічної техніки та високоефективного автоматичного керування їх роботою, що має забезпечити вагомий економічний ефект.

Аналіз досліджень та публікацій. Випікання борошняних виробів у печах є комплексним процесом значного ступеня складності. Для його вивчення доцільно розглядати випікання виробів у печі як сукупність кількох теплових процесів. Одним з найбільш складних для вивчення серед цих процесів є власне випікання – перетворення тістової заготовки у готовий виріб внаслідок прогрівання. За останні 60 років, відколи розпочалося активне наукове теоретичне та експериментальне дослідження процесу випікання хлібобулочних та інших борошняних виробів, напрацьовано значний обсяг даних щодо перенесення теплоти і вологи всередині виробів, що випікаються. Зокрема, досліджено теплофізичні характеристики і властивості тіста-хліба, кінетика його прогрівання, механізм формування необхідних якісних показників, притаманних тому чи іншому асортименту виробів тощо. Отримані дані дають змогу моделювати процес випікання різного асортименту виробів. Значний внесок у розвиток знань щодо процесів, що відбуваються в тісті-хлібі, зроблено вченими [1, 2]. Серед праць у англomовному сегменті наукової літератури можливо відзначити авторів [3, 4, 5].

Другим процесом, який наразі також достатньо вивчений, є тепломасообмін між тістом-хлібом і середовищем пекарної камери печі. У ході численних досліджень отриманий масив даних щодо впливу та оптимальних значень температури, вологості, відносної швидкості середовища пекарної камери та теплового потоку, що сприймається відкритою та контактною

поверхнями виробів упродовж процесу випікання [1, 6, 7] при різних режимах теплообміну (радіаційний, конвективний, мікрохвильовий та їх комбінації).

Ще одним елементарним процесом є передача теплоти від нагрівної системи печі до пекарної камери згідно з бажаними значеннями теплового потоку у відповідні моменти процесу випікання. Тобто ідеться про обігрів пекарної камери з відтворенням теплового режиму випікання заданого асортименту виробів відповідно до оптимальних значень параметрів, про які йшлося вище. Ступінь відтворення визначається конструкцією нагрівної системи печі та її налаштуванням.

Залежно від способу обігріву пекарної камери хлібопекарські печі поділяють на електричні, термооливні та каналні на рідкому, твердому паливі, газові (з прямим і непрямим спалюванням). Серед парку промислових печей в економічно розвинених країнах найбільш поширеними є газові тунельні печі з циклотермічною нагрівною системою, що складається з кількох зон обігріву, в яких теплота димових газів передається через стінки каналів до пекарної камери. Спроби дослідити закономірності роботи та розробити методики інженерного розрахунку нагрівної системи такого типу здійснювалися переважно українськими і російськими вченими, зокрема [2, 8, 9, 10], в англійському сегменті аналогічні публікації практично відсутні.

Метою цієї статті є дослідження впливу особливостей конструкції нагрівної системи та її налаштування на технічні і економічні показники роботи циклотермічної тунельної печі з трьома тепловими зонами.

Об'єкт та методи досліджень. Об'єктом дослідження є канална хлібопекарська піч марки ПХК-25, що опалюється природним газом аналогічним газу Дашавського родовища. Асортимент – булка кругла з пшеничного борошна першого ґатунку масою 1,0 кг. Такі вихідні дані вибрані для можливості порівнювання результатів моделювання з існуючим прикладом повного інженерного розрахунку печі, наведеним в [10]. У якості вихідних даних щодо кількості теплоти, підведеної до пекарної камери з боку верхніх і

нижніх каналів у межах кожної з трьох зон обігріву та, відповідно, температури робочих стінок каналів, використано розрахунки теплообміну в пекарній камері наведені в зазначеній книзі (табл. 1):

Таблиця 1

Вихідні дані для моделювання

Зона обігріву	Канал				
	Положення відносно пекарної камери	Площа, м ²	Довжина, м	Температура робочої стінки, °С	Передана теплова потужність, кВт
Перша	верхній	6,88	3,2	330	33,5
	нижній	9,353	4,35	325	45,6
Друга	верхній	8,17	3,8	270	19,8
	нижній	8,17	3,8	260	18,6
Третя	верхній	8,17	3,8	250	15,1
	нижній	8,17	3,8	240	14,0

Дослідження впливу різних параметрів на показники роботи печі виконувалися шляхом комп'ютерного моделювання відповідно до математичної моделі та алгоритму інженерного розрахунку нагрівної системи [11]. При моделюванні дискретно змінювали вихідні дані – температуру димових газів у камері змішування печі в межах 450 – 650 °С з кроком 50 °С та коефіцієнт надлишку повітря у викидних газах α_{off} у межах 2,1 – 3,3 з кроком 0,4. Коефіцієнт надлишку повітря в топці приймали незмінним $\alpha_t=1,2$. Таким чином всього були змодельовані 20 різних теплових станів печі.

При одноразовому розрахунку печі значення коефіцієнта надлишку повітря у визначених точках газового тракту можуть бути прийняті сталими,

наприклад, як в [10]. Однак при моделюванні множини теплових станів необхідно брати до уваги той факт, що цей коефіцієнт є функцією коефіцієнта рециркуляції. Коефіцієнт надлишку повітря в камері змішування α_{mix} розраховується за формулою:

$$\alpha_{mix} = \frac{\alpha_t + r\alpha_{off}}{1 + r}, \quad (1)$$

де r – коефіцієнт рециркуляції.

За відсутності об'єктивних даних щодо закономірностей зміни коефіцієнта надлишку повітря на вході α_{in} і на виході з каналів α_{out} , розрахунок його значень виконували, виходячи з припущення, що $\alpha_{in} = \alpha_{mix} + \Delta\alpha$, $\alpha_{out} = \alpha_{off} - \Delta\alpha$, де $\Delta\alpha = (\alpha_{off} - \alpha_{mix}) / 7$. При підстановці вихідних даних, наведених у [10] ($\alpha_{mix}=2,15$; $\alpha_{mix}=2,5$), застосування такого припущення дозволяє отримати в підсумку ті самі значення коефіцієнта надлишку повітря на вході і виході каналів ($\alpha_{in}=2,2$; $\alpha_{out}=2,45$), що фігурують в згаданому прикладі розрахунку.

В усіх випадках при моделюванні алгоритм обчислень залишався незмінним, а саме, первинний розрахунок, при виконанні якого значення коефіцієнта рециркуляції поки що невідоме, виконували, виходячи з припущення, що середня витрата газів у каналі визначається за умови, що зовнішня інфільтрація повітря в каналі відсутня. Наступні обчислення виконували вже з урахуванням отриманого проміжного значення коефіцієнта рециркуляції та відповідно розрахованої інфільтрації повітря шляхом підстановки значень параметрів, обчислених на попередній ($n-1$) ітерації, у якості вихідних даних для поточної (n) ітерації. Ітераційний процес припиняли при досягненні точності обчислень значень коефіцієнта рециркуляції у двох послідовних ітераціях $|r_n - r_{n-1}| < 0,005$.

У всіх представлених нижче залежностях, у яких фігурує витрата димових газів, об'єм газів приведений до нормальних умов.

Результати та обговорення. Одним із головних економічних показників роботи печі є питома витрата палива на виробництво одиниці продукції, $\text{м}^3/\text{кг}$, або за одиницю часу, $\text{м}^3/\text{год}$. Витрата палива залежить від багатьох чинників, зокрема від вмісту повітря в димових газах та їх температури перед входом у нагрівну систему (у камері змішування топкового пристрою). Той факт, що збільшення коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах призводить до збільшення витрати палива, є загальновідомим. Однак вплив температури газів перед теплообмінними пристроями досліджений недостатньо, дані щодо цього чинника для печей з кількома тепловими зонами наразі відсутні. На рис. 1 наведена залежність витрати палива від температури газів у камері змішування при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах.

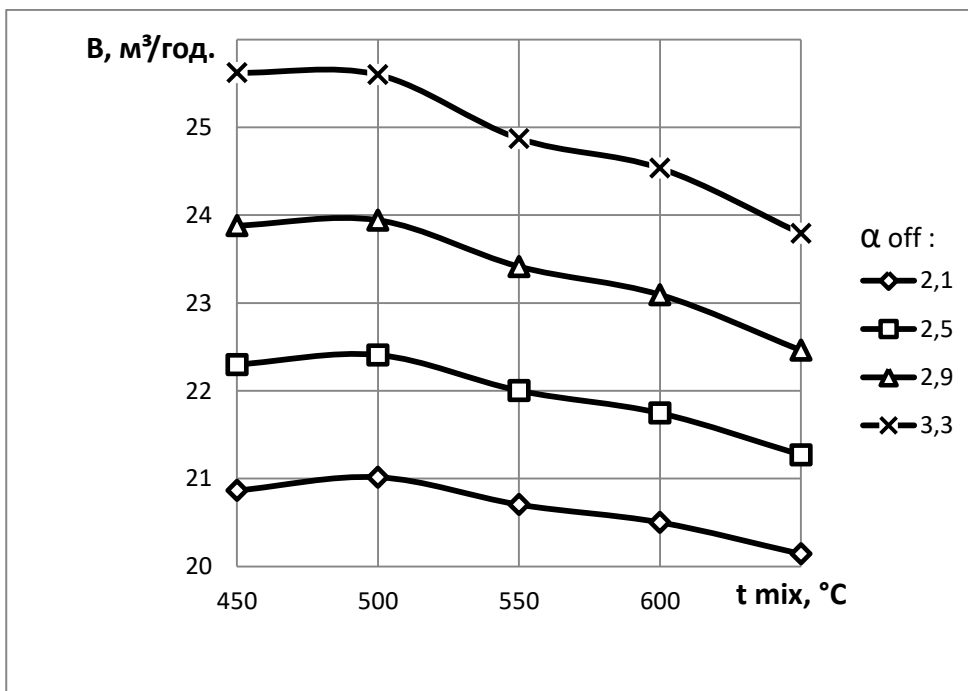


Рис. 1. Залежність витрати палива від температури газів у камері змішування при різних значеннях α_{off} .

Характер кривих в основному підтверджує закономірність, виявлену нами раніше при моделюванні одиничного каналу щодо наявності максимуму витрати палива при температурі, близькій до 500°C і таку, що явно простежується, тенденцію до зниження витрати палива при збільшенні температури суміші. Особливо ця тенденція відчутна при збільшенні значень

коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. При $\alpha_{\text{off}} = 3,3$ збільшення витрати палива при зниженні температури від 650°C до 500°C становить 7,6 %, при $\alpha_{\text{off}} = 2,1$ – лише 4,3 %.

У першому наближенні витрату палива зазвичай пов'язують із температурою викидів (чим вища температура – тим більша витрата палива). Як видно з рис. 2, такий підхід загалом є виправданим: графіки залежності витрати палива від температури суміші та температури викидів від температури суміші зовні схожі.

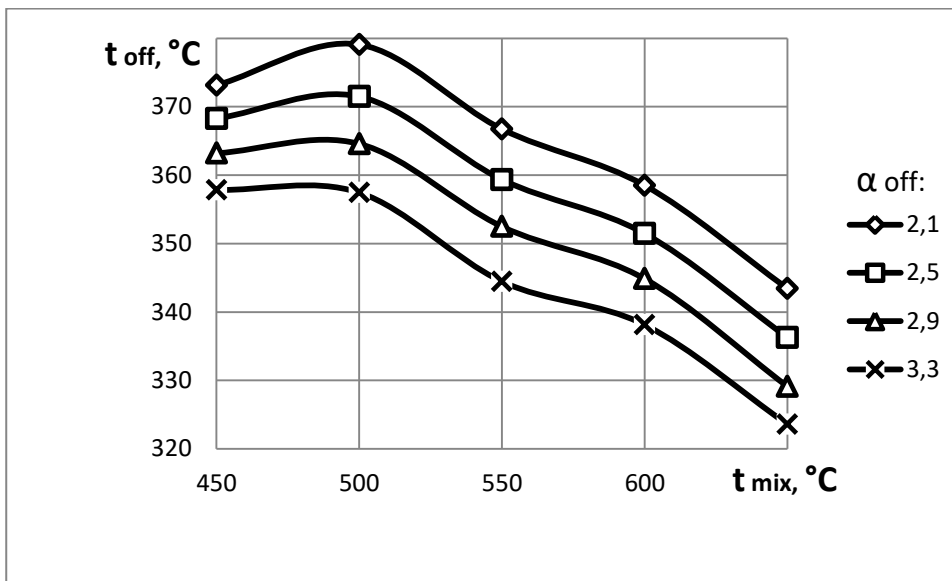


Рис. 2. Залежність температури викидних газів від температури суміші.

Однак принциповою відмінністю графіків рис. 1 і рис. 2 є різна залежність відповідних функцій від коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. За однакової температури суміші більша витрата палива відповідає більшому значенню α_{off} , а більша температура викидів – меншому надлишку повітря в них. Таким чином, аналізувати економічність різних теплових режимів печей за параметром температури викидів можливо лише одночасно беручи до уваги значення коефіцієнта надлишку повітря в них.

При проведенні порівняльного аналізу енергетичної ефективності печей більш зручним показником, ніж абсолютна витрата палива, є відносна втрата теплоти з викидними газами. Цей показник характеризує відношення кількості

теплоти, що виноситься з печі з димовими газами, до загальної кількості теплоти, підведеної до печі:

$$q_{off} = \frac{I_{off}^0}{LHV + I_{\alpha_{off}}^0}, \quad (2)$$

де LHV – нижня теплота згорання палива, кДж/м³;

I_{off}^0 - ентальпія викидних газів, на одиницю палива, кДж/м³;

$I_{\alpha_{off}}^0$ - ентальпія підсмоктаного повітря при коефіцієнті надлишку повітря α_{off} , на одиницю палива, кДж/м³.

Залежність між витратою палива і відносною втратою теплоти з викидами близька до лінійної (рис. 3). Тому вплив тих чи інших параметрів на витрату палива практично в такій же мірі стосується (але з протилежним знаком) і відносних втрат теплоти з викидами. Характерно, що всі точки, належні до функції $V=V(q_{off}, \alpha_{off})$ витягуються в ланцюжок і апроксимуються однією лінією, що дозволяє абстрагуватися від впливу вмісту повітря в димових газах.

Деяке незначне відхилення функції від лінійності проявляється в тому, що її графік із збільшенням відносних втрат теплоти відхиляється ближче до осі ординат, тобто співвідношення V/q_{off} при збільшенні α_{off} також дещо збільшується.

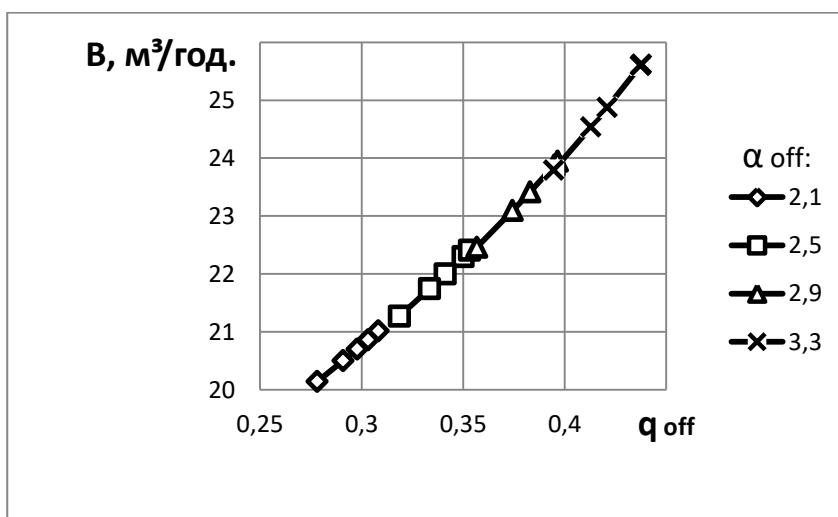


Рис. 3. Залежність між витратою палива і відносними втратами теплоти з викидами.

Це відбувається за рахунок зменшення величини q_{off} внаслідок того, що із зростанням α_{off} за однакових інших умов зменшується температура викидних газів (див. рис. 4), а отже зменшується і їх ентальпія, що стоїть у чисельнику формули (2). Про положення графіка на рис. 4, що відповідає температурі суміші 450°C, ітиметься нижче.

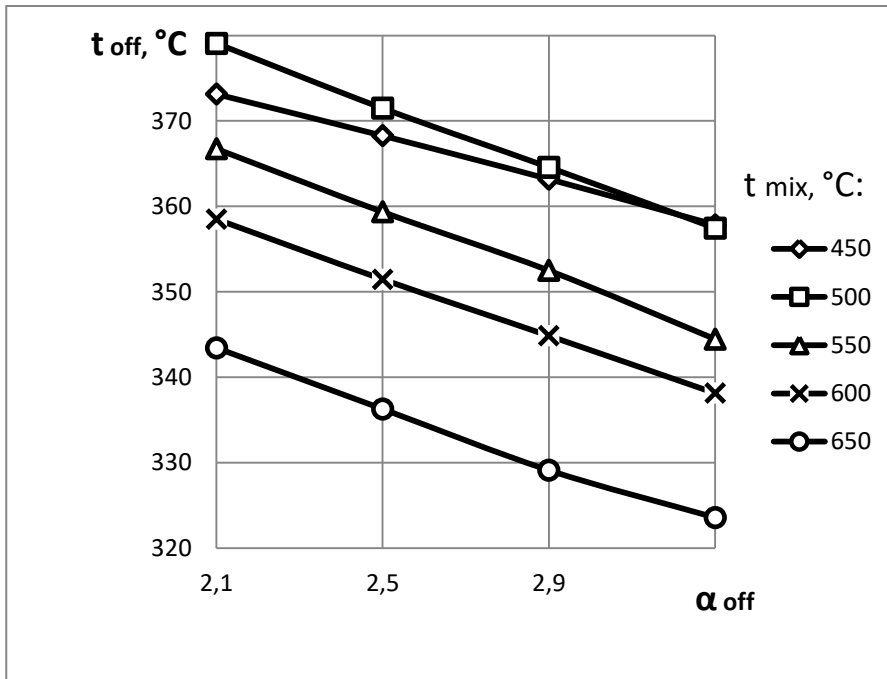


Рис. 4. Залежність між температурою викидних газів і коефіцієнтом надлишку повітря в них.

Так само, як і витрата палива, відносні втрати відчутно залежать від коефіцієнта надлишку повітря в димових газах. Відповідно до рис. 5 ці залежності є строго лінійними і мають вигляд майже паралельних прямих. Відносні втрати зростають при збільшенні α_{off} та температури викидних газів. Отримані нами лінійні залежності загалом співпадають з результатами, наведеними в [12], хоча мають місце деякі розбіжності в значеннях величин.

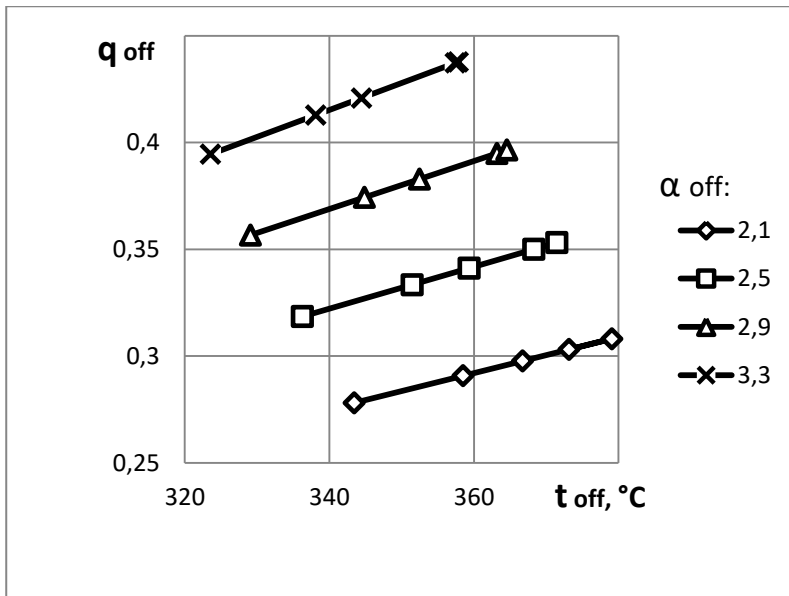


Рис. 5. Залежність відносних втрат теплоти з викидними газами від їх температури.

Однією з важливих характеристик роботи циклотермічної нагрівної системи, яка водночас є аргументом системи рівнянь математичної моделі, є коефіцієнт рециркуляції. Він входить до числа величин, які фіксуються в актах випробовувань при пусконаладжувальних роботах на печах. Коефіцієнт рециркуляції визначається як співвідношення кількості викидних газів до загальної кількості димових газів у точці розділення потоків (практично – у вентиляторі рециркуляції), де має місце їх максимальна витрата:

$$r = \frac{V_{off}}{V_{max}} \quad (3)$$

На рис. 6 наведена залежність відносних втрат теплоти від коефіцієнта рециркуляції при різних значеннях α_{off} .

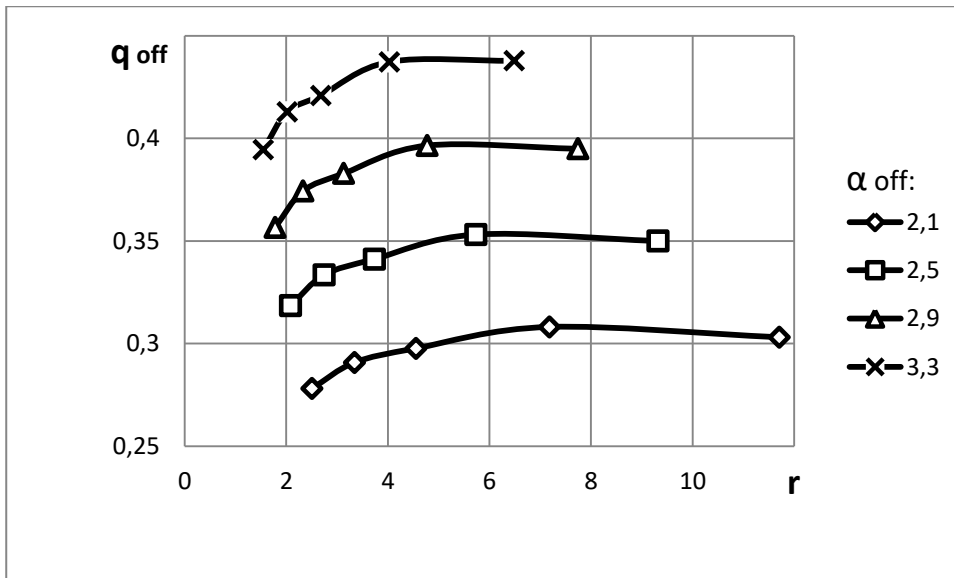


Рис. 6. Залежність відносних втрат теплоти від коефіцієнта рециркуляції.

Характер графіків, що відповідають різним значенням α_{off} , є однаковим: зростання з поступовим уповільненням до певної межі, після досягнення якої відносні втрати теплоти з викидними газами дещо зменшується. Зростання коефіцієнта рециркуляції, в свою чергу, означає збільшення секундного об'єму димових газів, що рухаються через нагрівну систему, при одночасному зниженні їх температури. При зниженні температури суміші до 450°C (крайні точки на графіках з правого боку) відбувається деяке незначне зменшення втрат теплоти з викидними газами. Ця особливість помітна також на рис. 4, де простежується відхилення графіка, що відповідає температурі в камері змішування 450°C , від загальної картини, накресленої іншими графіками.

До важливих показників, що характеризують роботу печі в цілому, можна віднести максимальну об'ємну витрату димових газів. Знання меж варіації цього показника дозволяють коректно розрахувати характеристики і зробити вибір вентилятора рециркуляції. Зв'язок між коефіцієнтом рециркуляції та витратою газів через вентилятор рециркуляції видно з рис. 7.

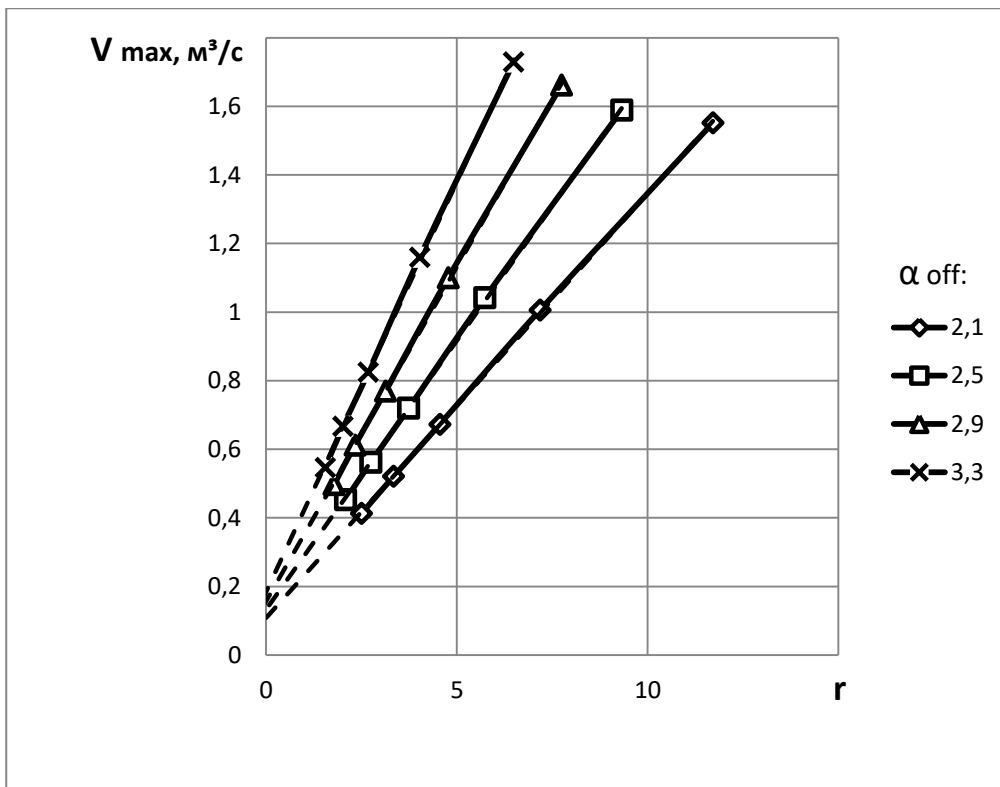


Рис. 7. Залежність максимального значення об'ємної витрати газів від коефіцієнта рециркуляції.

Графіки функції $V_{\max} = V(r)$ апроксимуються прямими відрізками ліній тренду, які беруть початок на осі ординат. При $r = 0$ максимальна витрата газів є такою, яка б мала місце за відсутності рециркуляції (повне видалення димових газів) при відповідному значенні α_{off} .

При експлуатації печей важливе значення має підтримання температури газів у певних межах перед надходженням їх до розподільних газоходів нагрівної системи печі. Висока температура газів (понад 540°C для конструкційних чорних сталей) призводить до швидкого прогорання частин газорозподільної системи. Температуру робочої суміші регулюють, корегуючи співвідношення топкових і рециркуляційних газів. Існує всього дві можливості регулювання: зміною витрати палива або зміною коефіцієнта рециркуляції. Більш коректним є другий шлях, оскільки витрата палива має відповідати тепловому балансу печі. Відхилення від визначеного балансом значення призведе або до погіршення якості виробів (недопечення), або до перевитрати

палива. На рис. 8 представлена залежність температури газів у камері змішування від коефіцієнта рециркуляції при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидах. Характерно, що ця залежність має принципово нелінійний характер.

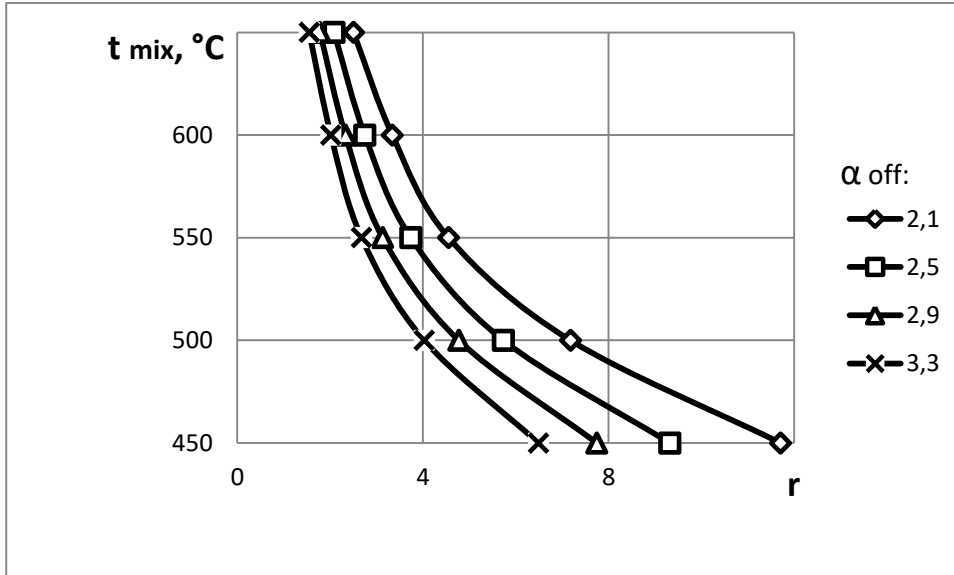


Рис. 8. Залежність температури газів у камері змішування від коефіцієнта рециркуляції.

Найбільш важливими параметрами теплопередачі при радіаційно-конвективному теплообміні, що має місце в каналах печі, є витрата газів та їх температура. У свою чергу, існує також залежність між цими параметрами на рівні системи обігріву в цілому. На рис. 9 представлена залежність витрати газів через вентилятор рециркуляції від температури в камері змішування при різних значеннях коефіцієнта надлишку повітря у викидних газах. Відносне збільшення витрати газів через вентилятор рециркуляції при зміні вмісту повітря в них більш помітне при високій температурі у камері змішування. Так, при зміні α_{off} від 2,1 до 3,3 при 650°C об'ємна витрата зростає на 32,3% у той час, як при 450°C – всього на 11,4%. Найбільше на витрату газів через вентилятор впливає температура у камері змішування: при зниженні температури від 650°C до 450°C об'ємна витрата зростає у 3,2...3,8 рази за законом, близьким до ступеневого.

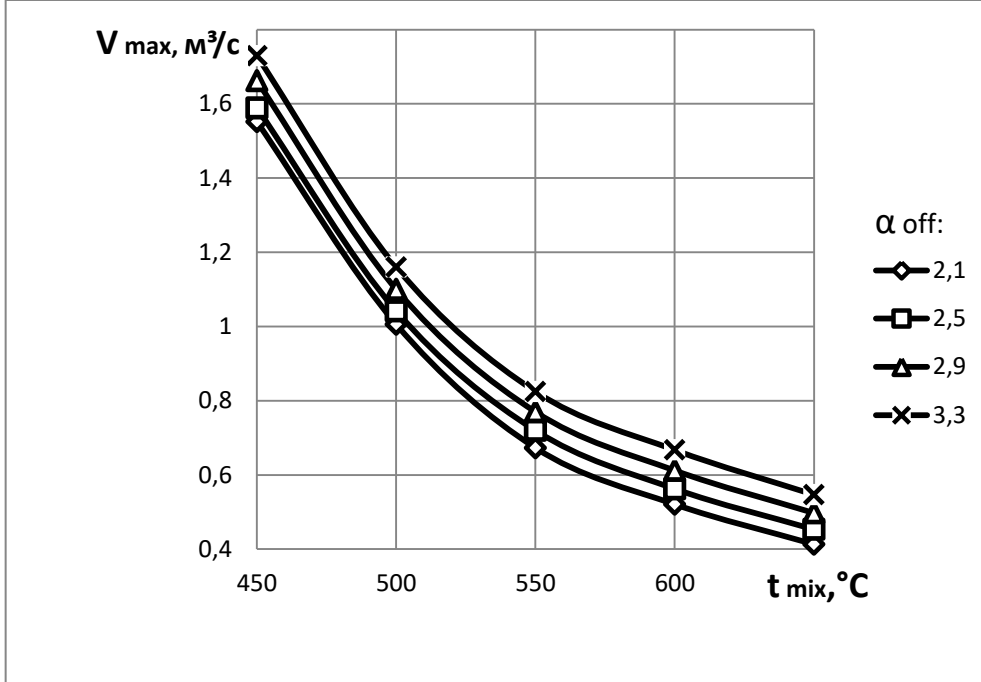


Рис. 9. Залежність витрати газів у вентиляторі рециркуляції від їх температури в камері змішування.

На даний час на підприємствах значного поширення набули утилізатори скидної теплоти, застосування яких дозволяє суттєво підвищити коефіцієнт використання теплової енергії. Для розрахунку цих пристроїв необхідно знати середні і крайні значення таких параметрів теплоносія як його температура і об'ємна витрата. На рис. 10 представлена залежність температури викидних газів від їх витрати. Графіки свідчать, по-перше, про жорстку кореляцію між цими параметрами, по-друге, що навіть незначне збільшення кількості викидів призводить до різкого збільшення їх температури.

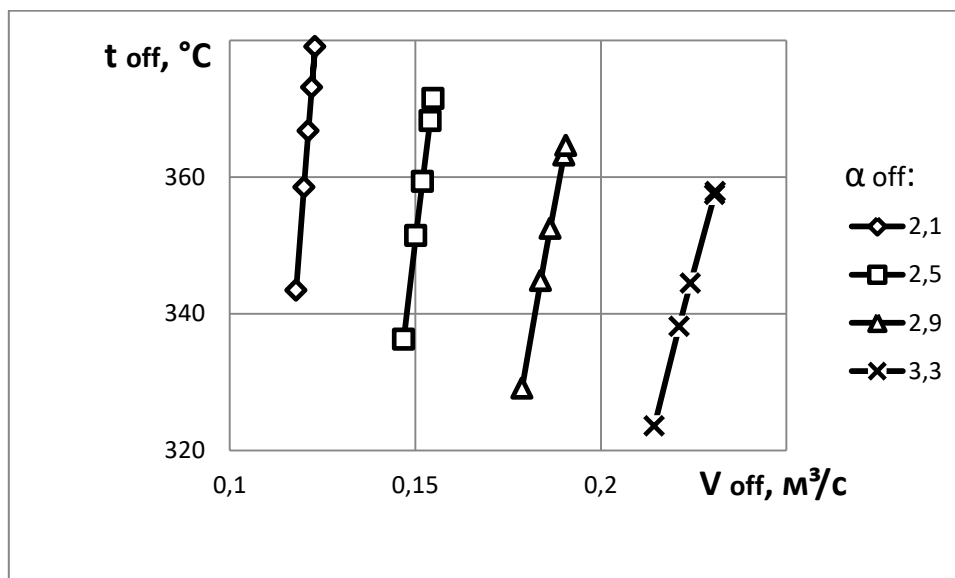


Рис. 10. Залежність між температурою викидних газів та їх витратою.

Це пояснюється тим, що витрата викидних газів дорівнює сумі витрат топкових газів та підсмоктаного повітря в систему нагріву. Якщо кількість підсмоктаного повітря незмінна ($\alpha_{\text{off}}=\text{const}$, як на рисунку), приріст об'єму викидів забезпечується лише за рахунок збільшення витрати високотемпературних топкових газів, що за умови незмінності всіх інших витрат і втрат теплоти в печі позначається різким зростанням температури викидних газів.

Висновки

Отримані результати моделювання теплових станів хлібопекарської печі з трьома тепловими зонами при реалізації заданого режиму випікання дозволяють оцінити показники роботи каналної нагрівної системи при варіюванні деяких параметрів, які пов'язані з її фізичним станом (зокрема, газопроникністю), та/або з налаштуванням органів керування, якими регулюються такі параметри теплового стану як температура в камері змішування, коефіцієнт рециркуляції, витрата палива тощо. Характерно, що значна частина отриманих залежностей мають лінійний характер. Ці результати можуть бути використані при проектуванні нових та експлуатації діючих печей, зокрема, при їх автоматизації.

Література:

1. Лисовенко А.Т. Процесс выпечки и тепловые режимы в современных хлебопекарных печах. / А.Т. Лисовенко. – М.: Пищевая пром-сть, 1976. – 215 с.
2. Брязун В.А. Теплотехнические аспекты эффективной выпечки пшеничных хлебобулочных изделий / В.А. Брязун, В.И. Маклюков, М.Ф. Аднодворцев, А.А. Бочарников – М.: Пищепромиздат, 2004. –272 с.
3. Zanoni, B. Study of the bread baking process-II. Mathematical modeling. / B. Zanoni, S. Pierucci, C. Pen // Journal of Food Engineering. – 1994. – № 23. – P. 321-336.

4. Kambourova, V. Identification of heat and mass transfer processes in bread during baking. / V. Kambourova, I. Zheleva // Thermal science. – 2005. – Vol. 9. – No. 2. – P. 73-86.
5. Mistry, H. Modeling of Transient Natural Convection Heat Transfer in Electric Ovens. / H. Mistry, Ganapathi-Subbu, S. Dey, P. Bishnoi, J. L. Castillo // Applied Thermal Engineering. – 2006. – № 26(17-18). – P. 2448-2456.
6. Altamirano-Fortoul, R. Effect of the Amount of Steam During Baking on Bread Crust Features and Water Diffusion. / R. Altamirano-Fortoul, A. Le-Bail, S. Chevallier, C.M. Rosell // Journal of Food Engineering. – 2012. – № 108(1). – P. 128-134.
7. Williamson, M.E. Development of an Improved Heating System for Industrial Tunnel Baking Ovens. / M.E. Williamson, D.I. Wilson // Journal of Food Engineering. – 2009. – № 91(1). – P. 64-71.
8. Володарський А.В. Влияние переменных параметров работы хлебопекарных печей на их характеристики / А.В. Володарський, В.М. Хряпа, М.Н. Сигал, В.А. Жураховский // Хлебопекарная и кондитерская пром-сть. – 1987. – № 7. – С. 39-43.
9. Брязун В.А. Повышение эффективности выпечки в современных хлебопекарных печах : автореф. дис. докт. техн. наук. – М.: МГАПП, 1994. – 46 с.
10. 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.
11. Дудко, С.Д. Математична модель і алгоритм машинного розрахунку коефіцієнта рециркуляції та витрати палива в тунельній хлібопекарській печі / С. Д. Дудко // Харчова промисловість : науковий журнал. - К. : НУХТ, 2015. – № 17. – С. 137-143.
12. Брязун В.А. Энергосберегающие тоннельные печи АЗ-ХП1 / В.А. Брязун // Хлебопечение России. – 2006. – № 4. – С. 16-17.