

## АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ СИСТЕМ УТИЛІЗАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ДОМЕННОГО ВИРОБНИЦТВА

Ганжа А. М., Заєць О. М., Кошельник О. В.

### 1. Вступ

Для забезпечення підігріву доменного дуття зазвичай використовується блок з 3–4 доменних повітрянагрівачів. Вони являються теплообмінниками регенеративного типу, що містять насадки з розвиненою поверхнею теплообміну. Ці апарати працюють циклічно. В перший період, що називають газовим, в пальнику доменного повітрянагрівача спалюється паливо, димові гази проходять скрізь насадку та нагрівають її. В наступний період, що називають періодом дуття, в протилежному напрямку проходить повітря, відбирає акумульоване насадкою тепло і потім надходить в доменну піч [1].

Паливом в доменних повітрянагрівачах виступає доменний газ, що зазвичай збагачується більш калорійною добавкою: природним чи коксовим газом. Ці добавки слугують для підвищення теплоти згоряння палива та досягнення температури під куполом повітрянагрівача в 1300–1450 °С. Одночасно вони є високовартісними паливно-енергетичними ресурсами, витрату яких можна скоротити завдяки застосуванню систем утилізації теплоти димових газів з метою підігріву компонентів горіння доменних повітрянагрівачів [2].

Розроблення методик і засобів розрахунку оснащення для утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів є актуальною задачею в умовах високої вартості паливно-енергетичних ресурсів. Окрім цього, застосування теплоутилізаторів є запорукою зниження негативного впливу промисловості на оточуюче середовище. А точні методи розрахунку теплоутилізаторів дозволять підвищити їх надійність та робочий термін.

### 2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єкт дослідження – система високотемпературного нагріву доменного дуття, що складається з трьох повітрянагрівачів з виносною камерою згоряння з послідовним режимом роботи. Проектна температура під куполом повітрянагрівачів складала 1350 °С. Коефіцієнт надлишку повітря:  $\alpha = 1,08$ . Тривалість періоду нагріву (газового періоду) становила 1,83 год, охолодження (дуття) – 1 год [3].

В якості палива для доменних повітрянагрівачів розглядалась суміш доменного та коксового газів [4]. Паливо для повітрянагрівача мало температуру – 50 °С. Склад доменного та коксового газів наведено в табл. 1, 2.

Таблиця 1

## Склад сухого доменного газу

Склад газу за об'ємом, %						Вологість доменного газу, г/м <sup>3</sup>
CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	W
21	23	3	53	0	0	50

Таблиця 2

## Склад сухого коксового газу

Склад газу за об'ємом, %							Вологість коксового газу, г/м <sup>3</sup>
CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	W
2,6	7,1	58,4	3,2	1	24,8	2,9	50

Одним з найбільш проблемних місць системи є наявність димових газів, що скидаються після доменних повітрянагрівачів з температурою 200÷400 °С. Ця теплота може бути утилізована і використана для підігріву повітря чи палива, яке поступає на горіння. При використанні теплового потенціалу скидних газів може бути зменшені витрата палива у собівартості продукції, а також негативне навантаження на оточуюче середовище.

Хоча на даний час функціонують системи утилізації цієї теплоти, однак методи аналізу їх ефективності, які повинні бути придатні на етапах їх розробки, експлуатації чи модернізації потребують удосконалення та доопрацювання.

### 3. Мета та задачі дослідження

*Метою дослідження* є підвищення ефективності роботи доменних повітрянагрівачів за рахунок утилізації теплоти димових газів для підігріву їх компонентів горіння.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Визначити вихідні дані для розрахунку системи утилізації.
2. Застосувати авторську математичну модель та створити програмно-розрахунковий комплекс до обраної конфігурації утилізатора та заданих експлуатаційних умов.
3. Отримати ряд розрахункових результатів для оцінки ефективності та надійності обраної моделі рекуперативного утилізатора.

### 4. Аналіз літературних даних

Оцінка потенціалу виробничих об'єктів для впровадження систем утилізації описана в [5]. При цьому утилізація теплоти димових газів розглядається як один з перспективний шляхів розвитку металургії [6]. В Європі встановлено 18 теплоутилізаторів теплоти димових газів доменних

повітрянагрівачів [7]. В [8] приведено порядок і результати оцінки ефективності застосування системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів з використанням теплообмінників на теплових трубах. В [9] наведено опис розроблення і аналізу системи утилізації, що також базується на використанні теплообмінника на теплових трубах, проте одночасно відмічається, що в якості теплоутилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів можуть застосовуватися й інші різноманітні теплообмінники. Так, у [10] описана можливість використання у якості утилізатора компактного регенератора та наведено розрахунок подібного теплообмінника. У [11] проведено порівняльну характеристику мінірегенераторів з кульковою та трубчатою насадками. У джерелі [12] описано новітню модель теплоутилізатора на теплових трубах, а у [13] описано та досліджено абсолютно новий циліндричний теплообмінник, що включає чотири співвісні труби, і є перспективною моделлю для теплоутилізації. У [14] йдеться про можливість та ефективність застосування рекуператорів–утилізаторів.

На теренах України система утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів була вперше впроваджена на доменній печі № 2 металургійного комбінату «Запоріжсталь» [15]. Система складалась з трубчатих рекуператорів, перший з яких застосовувався для підігріву повітря, а другий – для підігріву палива доменних повітрянагрівачів за рахунок теплоти їх димових газів. Але суттєвим недоліком впровадження систем виявилась недостатня надійність повітряного теплообмінника в зимовий період, обумовлена кислотною корозією [16]. Це вказує на наявність неточностей при проектуванні та потребує вдосконалення методик розрахунку подібного роду оснащення. Окрім цього, в досліджених джерелах йдеться про ефективність застосування утилізаційних систем, проте не наводиться чітких алгоритмів та методик їх розрахунку для утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів з метою підігріву їх компонентів горіння.

## **5. Матеріали та методи дослідження**

### **5.1. Визначення вихідних даних**

До вихідних даних, що необхідні для розрахунку системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів, належать:

- параметри блоку повітрянагрівачів та їх палива;
- режимні параметри та склад димових газів;
- необхідний рівень підігріву повітря горіння;
- характеристики теплообмінників–утилізаторів.

Параметри блоку повітрянагрівачів наведено в розділі 2.

Процентний вміст коксового газу в паливній суміші варіювався в межах 0–16 %. А температура повітря горіння, що подається на доменний повітрянагрівач, розглядалась для літнього та зимового періоду у кліматичній зоні України (3 °С, 33 °С).

На основі методики, наведеної в [17], було виконано розрахунок горіння палива в доменному повітрянагрівачі та отримано дійсний об'єм повітря горіння й об'єми продуктів згорання, склад димових газів в частках

компонентів.

Далі, знаючи температуру під куполом доменного повітрянагрівача (1350 °С), температури палива (50 °С) та повітря (3 °С, 33 °С) за рівнянням теплового балансу горіння палива була встановлена взаємозалежність рівнів підігріву повітря горіння від частки коксового газу в паливі (розглянуто холодний і теплий період). Методика розрахунку представлена в [18].

За одержаними даними в [18], для забезпечення необхідної калориметричної, а значить і проектної, температури під куполом повітрянагрівача необхідно спалювати паливо з часткою коксу 16 %.

Якщо здійснюється підігрів повітря горіння, то частка коксового газу може скоротитися до 9–12 %. При цьому необхідна температура підігріву повітря коливатиметься в межах 178–224 °С. Так при підігріві повітря в зимовий період з 3 °С до 176 °С та в літній з 33 °С до 222 °С частка коксового газу скоротиться з 16% до 11%. Відмовитися від використання коксового газу повністю за рахунок підігріву повітря горіння неможливо, оскільки в цьому разі температура підігріву повітря повинна сягати 780–953 °С.

В подальших розрахунках розглядалося паливо з вмістом коксового газу 10–12 %.

Визначення температури та витрати димових газів, а також компонентів горіння, велося за допомогою програми «Регенератор», розробленої на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (Україна) [19].

Температура димових газів після одного повітрянагрівача для всіх випадків складу палива подібна і складає 90–400 °С. Витрати палива, повітря і димових газів для одного повітрянагрівача наведено в табл. 3.

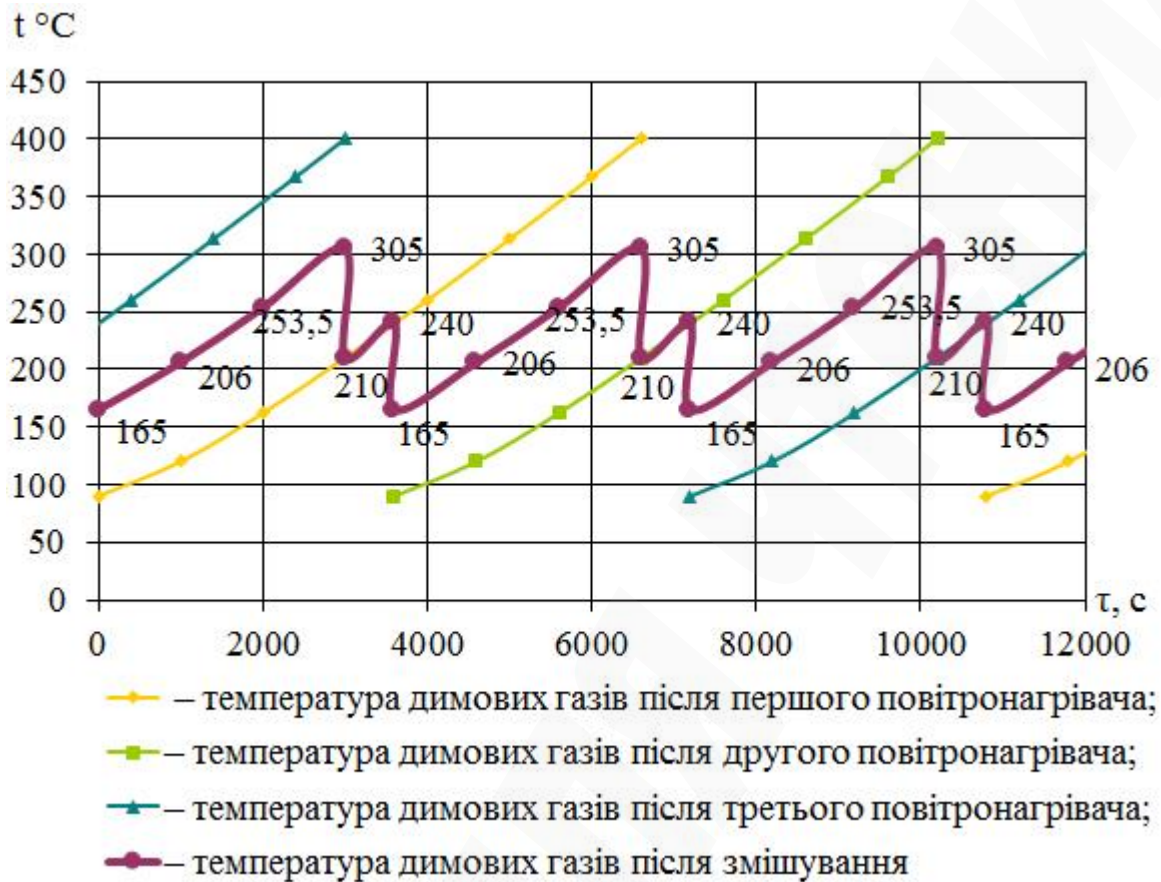
**Таблиця 3**

Витрата палива, повітря і димових газів для одного повітрянагрівача

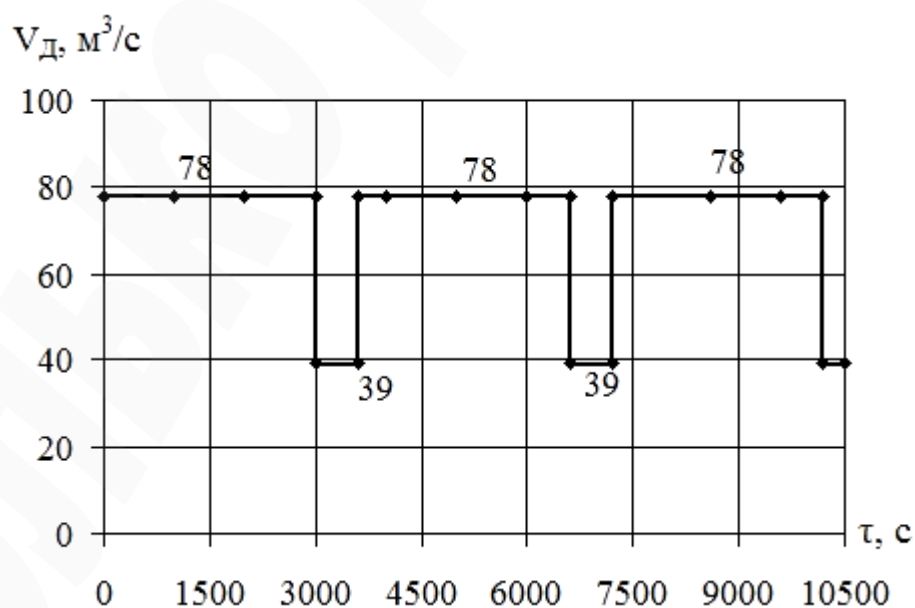
Частка коксового газу %	Період	Витрата суміші палива, м <sup>3</sup> /год	Витрата повітря горіння, м <sup>3</sup> /год	Витрата димових газів, м <sup>3</sup> /год
10	Літній	74751,47	75274,73	139860,00
	Зимовий	73632,05	75178,32	139680,00
11	Літній	73906,66	77158,55	140940,00
	Зимовий	72595,66	76878,80	140400,00
12	Літній	72778,18	78745,99	141408,00
	Зимовий	71598,17	78543,20	141120,00

Як було зазначено вище, доменні повітрянагрівачі є апаратами регенеративного типу та в даному випадку працюють у послідовному режимі, тобто по черзі стають на дуття. Це означає, що необхідним кроком є визначення температури та витрати димових газів у загальному для всіх повітрянагрівачів лежку. За методикою, наведеною в [20], були визначені режимні параметри димових газів. На рис. 1 зображені залежності температур димових газів від

моменту часу для кожного повітрянагрівача окремо та після змішування в загальному лежаку. На рис. 2 показана залежність витрати димових газів в загальному лежаку.



**Рис. 1.** Температура димових газів батареї повітрянагрівачів в залежності від часу:  $t$  – температура;  $\tau$  – момент часу



**Рис. 2.** Витрата димових газів при роботі трьох повітрянагрівачів в залежності від часу:  $V_d$  – витрата;  $\tau$  – момент часу

Середня температура змішування визначена як середнє арифметичне значення реперних точок пилоподібної кривої з рис. 1, та для димових газів з вмістом коксового газу 11 % склала 246 °С. Витрата газів – 78 м/с.

## 5.2. Опис конфігурації рекуперативного утилізатора та основних положень математичної моделі його розрахунку

Із широкого різноманіття теплообмінного оснащення в якості теплообмінника-утилізатора було обрано гладкотрубний рекуператор з перехресно-протиточною схемою руху теплоносіїв, аналогічною до тої, що вперше використовувалась на території України. Теплообмінник є одноходовим за напрямком димових газів та двоходовим за напрямком руху повітря. Повітря подається в трубки, димові гази – між трубками. Схема рекуператора зображена на рис. 3. Основні геометричні характеристики поверхні нагріву теплообмінника такі:

- зовнішній діаметр – 0,040 м;
- товщина стінки труби – 0,0016 м;
- відстань між центрами трубок в ряду – 0,070 м;
- відстань між рядами трубок – 0,040 м;
- довжина трубок одного ходу – 3,52 м;
- кількість трубок за шириною пучка – 50;
- кількість трубок за висотою пучка одного ходу – 50.

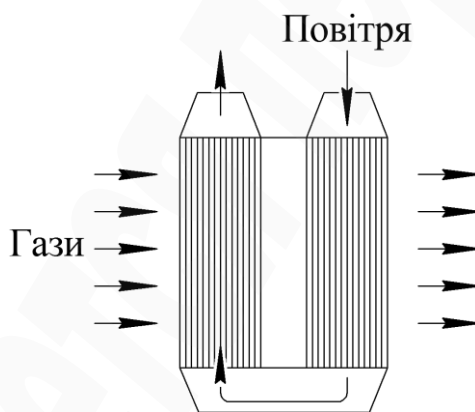


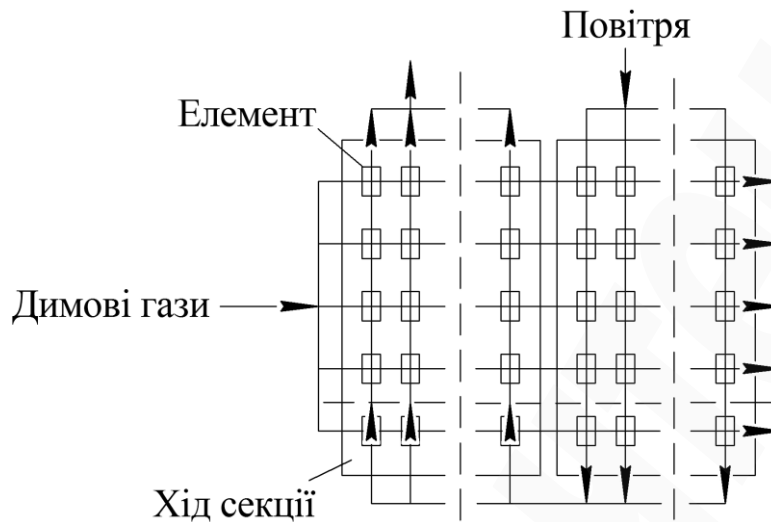
Рис. 3. Схема трубчатки теплообмінника

Для спрощення процедури визначення ефективності теплообмінників зі складною змішаною схемою току і нерівномірним розподілом параметрів тепловіддачі і теплопередачі запропонована методика і алгоритм дискретного розрахунку [21]. Цей метод передбачає, що елементами, з яких скомпонований теплообмінник, є прості схеми однократного перехресного току з повним перемішуванням обох теплоносіїв за напрямком руху.

Розрахунок кожного елемента вівся за P–NTU–методом [22], що враховує характери руху теплоносіїв і базується на ряді безрозмірних величин, використання яких призводить до скорочення змінних величин, а значить і до

більш зручних обчислень.

Кожна труба кожної секції розбивалась на 10 елементів (мікротеплообмінників). Розрахункова схема зображена на рис. 4.



**Рис. 4.** Розрахункова схема

Теплофізичні властивості кожного з компонентів димових газів та повітря зазвичай вибирають з таблиць [23]. Проте для проведення розрахунків на ЕОМ необхідним кроком стало визначення функціональних залежностей теплофізичних параметрів повітря та складових димових газів від температури. За допомогою програми Excel були побудовані діаграми залежності теплофізичних властивостей від температури. До них було додано поліноміальні лінії тренду, що відобразили функціональні залежності теплофізичних властивостей від температури.

У запропонованій методиці ефективність кожного елемента перехресного току з рис. 4 (тобто мікротеплообмінника) і температури теплоносіїв на виході з елементів розраховувалися з урахуванням відомої залежності ефективності [22] для класичної схеми перехресного току з повним перемішуванням теплоносіїв:

$$P_{AIR}^E = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_2^E}} + \frac{R_{AIR}^E}{1 - e^{-R^E \cdot NTU_2^E}} - \frac{1}{NTU_2^E}}. \quad (1)$$

Температури на виході з елемента відшукують з рівнянь (2), (3),  $C^o$ :

$$t_{AIR2}^E = t_{AIR1}^E + P_{AIR}^E (t_{GAS1}^E - t_{AIR1}^E), \quad (2)$$

$$t_{GAS2}^E = t_{GAS1}^E - P_{AIR}^E \cdot R_{AIR}^E (t_{GAS1}^E - t_{AIR1}^E). \quad (3)$$

Середні в елементі температури (локальні),  $C^o$ :

$$\bar{t}_{AIR}^E = t_{AIR1}^E + \mathcal{G}_{AIR}^E \cdot (t_{GAS1}^E - t_{AIR1}^E), \quad (4)$$

$$\bar{t}_{GAS}^E = t_{GAS1}^E - \mathcal{G}_{GAS}^E \cdot (t_{GAS1}^E - t_{AIR1}^E), \quad (5)$$

де  $\mathcal{G}_{AIR}^E$ ,  $\mathcal{G}_{GAS}^E$  – відносні середні температури повітря та димових газів в елементі відповідно:

$$\mathcal{G}_{AIR}^E = P^E \cdot \left( \frac{1}{1 - e^{-NTU_2^E}} - \frac{1}{NTU_2^E} \right), \quad (6)$$

$$\mathcal{G}_{GAS}^E = P^E \cdot \frac{1}{1 - e^{-NTU_2^E}}. \quad (7)$$

Число одиниць переносу теплоти з боку повітря та димових газів у відповідності з [22]:

$$NTU_2^E = \frac{k \cdot F_{AIR}^E}{W_{AIR}^E}, \quad (8)$$

$$NTU_1^E = \frac{k \cdot F_{GAS}^E}{W_{GAS}^E}, \quad (9)$$

де  $F_{AIR}^E$ ,  $F_{GAS}^E$  – площа теплообміну зі сторони теплоносія, що нагрівається, та теплоносія, що гріє, м<sup>2</sup>;

$W_{AIR}^E$ ,  $W_{GAS}^E$  – водний еквівалент теплоносія, що нагрівається, та теплоносія, що гріє відповідно, Дж/(с·С°);

$k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·С°).

Характеристичні параметри  $P$  і  $R$  визначались за рівняннями:

$$P_{AIR}^E = \frac{t_{AIR2}^E - t_{AIR1}^E}{t_{GAS1}^E - t_{AIR1}^E}, \quad (10)$$

$$R_{AIR}^E = \frac{t_{GAS1}^E - t_{GAS2}^E}{t_{AIR2}^E - t_{AIR1}^E}. \quad (11)$$

Для протиточної схеми провести послідовний розрахунок по елементам неможливо. Тому уточнення відбувалось одночасно для всіх елементів, а також для значень температур і тисків на вході в кожний елемент та на виході з апарату. Застосовувався інтервально-ітераційний метод.



## 6. Результати досліджень

На основі розробленої математичної моделі були створені методики, алгоритми та програмні продукти, що дозволяють аналізувати процеси у рекуператорі для підігріву повітря горіння доменних повітрянагрівачів. Аналіз ефективності і надійності роботи підігрівача повітря було виконано при різних початкових температурах повітря, що подається: +2 °С, +8 °С, +14 °С, +20 °С, +26 °С +34 °С.

Блоки результатів розрахунку складались зі значень кінцевих температур газів та повітря, температур поверхні стінки труб зі сторони газів та повітря, різниці між температурою насичення парів у газах і температурою стінки. Всі ці значення були одержані для кожного елемента, на який розбивався теплообмінник.

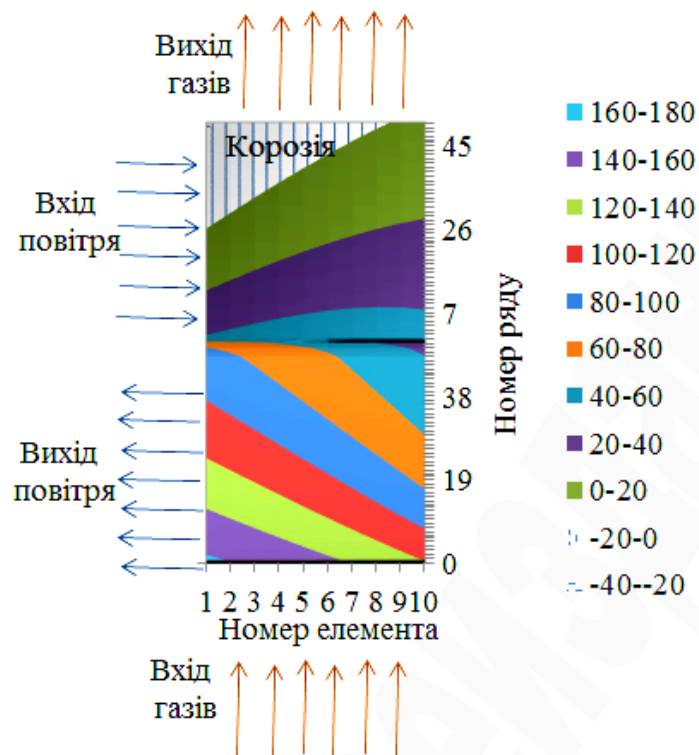
На основі цих значень були побудовані багаточисельні температурні діаграми площі поверхні, найважливіші з них наведено на рис. 5, 6. Також були одержані загальні результуючі параметри, що характеризують ефективність роботи рекуператора (табл. 4).

Таблиця 4

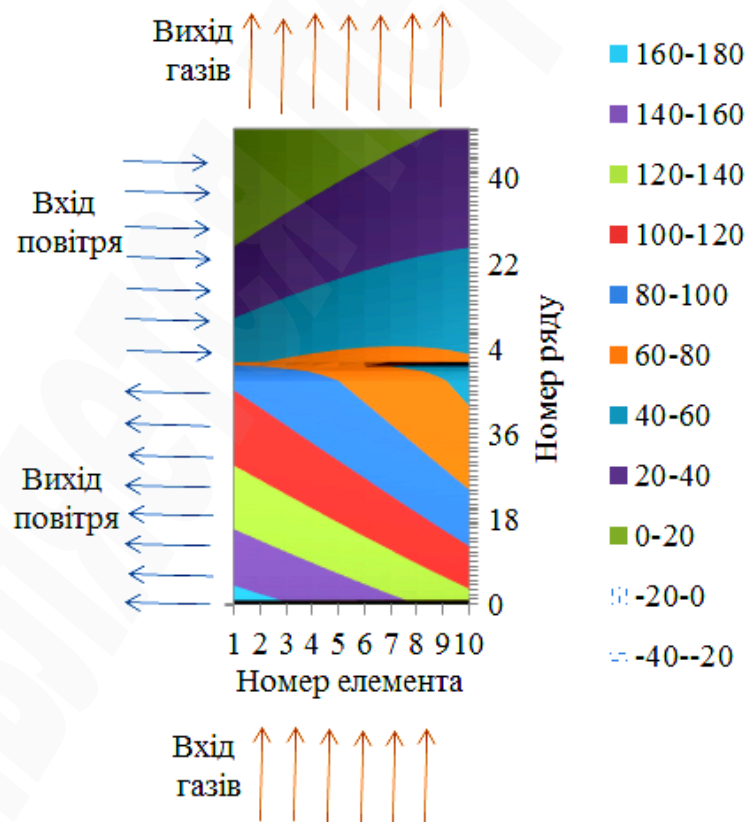
Деякі загальні результати розрахунків

Площа поверхні теплообмін у, м <sup>2</sup>	Температура повітря на вході, °С	Температура газів на вході, °С	Температура газів на виході, °С	Середня різниця температур теплоносіїв, °С	Утилізована теплота, МДж/год
2212	2	133,781	62,982	75,081	10575
2212	8	136,613	67,344	73,106	10328
2212	14	139,432	71,711	71,139	10080
2212	20	142,236	76,08	69,18	9833
2212	26	145,022	80,45	67,229	9585
2212	34	148,706	86,272	64,64	9255

Методика дала можливість визначити розподіл температур стінок у кожній точці поверхні теплообмінника. Від'ємне значення різниці між температурою насичення водяної пари та температурою зовнішньої стінки вказує на область випадіння (конденсації) вологи та корозію поверхні у даному місці (рис. 5). Розрахунки показали, що така область присутня при значеннях температури повітря, що подається, від +26 °С і нижче. При цьому кінцева температура димових газів становила менше 80 °С, що відповідає загальновідомому значенню температури, при якій відбувається корозія. Відсутність компонентів сульфуру у складі палива не гарантує відсутності корозії, оскільки з повітрям горіння в рекуператор можуть потрапляти пил і домішки.



**Рис. 5.** Різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки при початковій температурі повітря на вході 2 °С



**Рис. 6.** Різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки при початковій температурі повітря на вході 26 °С

Як видно з рис. 5, область випадіння вологи та корозії поверхні

спостерігається у першому ході за напрямом руху повітря та біля виходу газів. При підвищенні температури повітря, що подається, вона зменшується та зникає зовсім при температурі +26 °C і вище (рис. 6).

Отже, результати аналізу з застосуванням уточненої математичної моделі вказали на ненадійність дослідженої моделі теплоутилізатора. Для розв'язання цієї проблеми необхідно розглянути такі варіанти:

1) попередньо догрівати повітря у окремому теплообміннику до температури вище тієї, при якій виникають корозійні явища;

2) перекомпонувати поверхню та змінити схему руху теплоносіїв у теплоутилізаторі;

3) виготовити трубний пучок всього апарату або тільки першого ходу за напрямом руху повітря зі стійкого до корозії матеріалу, наприклад з нержавіючої сталі.

## **7. SWOT-аналіз результатів дослідження**

*Strengths.* Впровадження систем утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів з метою підігріву повітря горіння є енергозберігаючим заходом, який направлений на економію коксового газу, а значить і на скорочення загальних витрат виробництва чавуну. Розроблені методики розрахунку та рекомендації щодо підвищення ефективності роботи теплообмінників можуть бути використані при модернізації систем утилізації на вже існуючих блоках повітрянагрівачів та при проектуванні нових.

*Weaknesses.* Створена методика та програмно-обчислювальний комплекс можуть застосовуватися для систем утилізації, в яких використовуються теплообмінники лише рекуперативного типу. Окрім цього, впровадження системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів потребує додаткових матеріальних затрат, що повинні оцінюватися з точки зору терміну окупності.

*Opportunities.* Доопрацювання програмного комплексу дозволить виконувати розрахунки не лише підігрівача повітря горіння, а й штучного газоподібного палива. Сукупний підігрів компонентів горіння є шляхом до більш значної економії коксового газу та скорочення терміну окупності енергозберігаючих заходів.

*Threats.* Ризиком впровадження систем утилізації є теоретично можливе зниження ціни на коксовий газ, що призведе до збільшення терміну окупності системи утилізації теплоти. Окрім того, збільшення температури доменного дуття з метою економії коксу змінить матеріальний баланс доменної печі, що викличе необхідність додаткових досліджень, які направлені на вивчення цього фактора в контексті зміни параметрів системи доменного дуття.

## **8. Висновки**

1. За допомогою розробленої методики були розраховані параметри димових газів блоку доменних повітрянагрівачів (див. п. 5.1), необхідна витрата повітря горіння. Отримані дані застосовуються у якості вихідних параметрів для розрахунку і аналізу роботи рекуператора-утилізатора. При розрахунку

необхідної температури підігріву повітря горіння було встановлено, що підвищення температури повітря з 3 °С до 176 °С в зимовий період і з 33 °С до 222 °С в літній період призведе до скорочення частки коксового газу в паливі з 16 % до 11 %.

2. Розроблено методики, алгоритми та програмні продукти для дискретного розрахунку на базі P–NTU–методу для багатосекційного гладкотрубного рекуператора з перехресно-протиточною схемою руху. Отримано блоки розподілення параметрів теплоносіїв та стінок за площею теплообміну та результуючі параметри на виході з апарату:

- температури газів;
- температури повітря;
- температури стінки поверхні труб зі сторони газів;
- температури стінки поверхні труб зі сторони повітря;
- різниці між температурою насичення парів у газах і температурою стінки.

Ці параметри дозволяють проводити аналіз ефективності та надійності.

3. На основі одержаних даних про розподіл температур виявлено області корозії поверхні рекуператора при різних режимах роботи. Области утворення корозії виникають при початковій температурі повітря нижче +26 °С, що дало можливість зробити висновок про ненадійність обраних режимів роботи та конструкції рекуператора. Для підвищення надійності роботи системи утилізації теплоти запропоновано ряд рішень, а саме перекомпонування теплообмінника, заміна матеріалу труб або попередній догрів повітря до температури, при якій не виникають корозійні явища.

Розроблені методи та засоби аналізу і синтезу утилізаторів скидної теплоти доменного виробництва враховують специфіку розподілення теплофізичних характеристик по їх поверхні та експлуатаційні фактори і дозволяють розробити нові та удосконалити існуючі системи, що зменшить споживання палива на виробництво продукції та негативний вплив на оточуюче середовище.

## **Література**

1. Shkliar, F. R. Domennye vozduhonagrevateli (konstruktsiia, teoriia, rezhimy raboty) [Text] / F. R. Shkliar, V. M. Malkin, S. P. Kashtanova, Ya. P. Kalugin, V. L. Sovetkin. – Moscow: Metallurgiiia, 1982. – 176 p.

2. Gres, L. P. Vysokoeffektivnyi nagrev domennogo dut'ia [Text]: Monograph / L. P. Gres. – Dnepropetrovsk: Porogi, 2008. – 492 p.

3. Koshelnyk, V. M. Teplotekhnichni rozrakhunky ta vybir parametriv domennoho povitronahrivacha № 2 DP № 1 VAT «Donetskyi metalurhiinyi zavod» [Text]: Research Report / NTU «KhPI»; V. M. Koshelnyk. – № 16201/21720. – Kharkiv, 2003. – 23 p.

4. Koshelnik, A. V. Osobennosti rezhimov otopeniia i raboty vozduhonagrevatelei domennyh pechei pri zamene prirodnogo gaza iskusstvennym gazoobraznym toplivom [Text] / A. V. Koshelnik, V. M. Koshelnik,

P. D. Davydenko // Energoberezhnie. Energetika. Energoaudit. – 2007. – № 8. – P. 18–22.

5. Oluleye, G. Evaluating the potential of process sites for waste heat recovery [Text] / G. Oluleye, M. Jobson, R. Smith, S. J. Perry // Applied Energy. – 2016. – Vol. 161. – P. 627–646. doi:[10.1016/j.apenergy.2015.07.011](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.07.011)

6. Vatanakul, M. Waste Heat Utilization to Increase Energy Efficiency in the Metals Industry [Text] / M. Vatanakul, E. Cruz, K. McKenna, R. Hynes, J. Sarvinis // Energy Technology. – 2011. – P. 1–16. doi:[10.1002/9781118061886.ch1](https://doi.org/10.1002/9781118061886.ch1)

7. Pardo, N. Prospective scenarios on energy efficiency and CO<sub>2</sub> emissions in the European Iron & Steel industry [Text] / N. Pardo, J. A. Moya // Energy. – 2013. – Vol. 54. – P. 113–128. doi:[10.1016/j.energy.2013.03.015](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.015)

8. Lin, P.-H. Efficiency improvement of the hot blast generating system by waste heat recovery [Text] / P.-H. Lin, P.-H. Wang, H.-T. Chen, W.-L. Chung // Energy and Sustainability. – 2007. – P. 113–121. doi:[10.2495/esus070121](https://doi.org/10.2495/esus070121)

9. Rao, K. N. Design and Analysis of Waste Heat Recovery System to Improve the Performance of Blast Furnace [Text] / K. N. Rao, C. Hiregoudar, M. Jeethendra // International Journal for Ignited Minds (IJMIINDS). – 2016. – Vol. 03, № 03. – P. 12–19.

10. Gubinskii, V. I. Teploobmen v metallicheskom trubchatom regeneratore [Text]: Collection of Scientific Papers / V. I. Gubinskii, L. A. Vorobieva // Metallurgicheskaia teplotehnika. – 2006. – P. 121–131.

11. Vorobieva, L. A. Sravnitel'nye harakteristiki miniregeneratorov s sharikovoi i trubnoi nasadkoi [Text]: Collection of Scientific Papers / L. A. Vorobieva, V. I. Gubinskii // Metallurgicheskaia teplotehnika. – 2008. – P. 55–68.

12. Tian, E. Research on a new type waste heat recovery gravity heat pipe exchanger [Text] / E. Tian, Y.-L. He, W.-Q. Tao // Applied Energy. – 2017. – Vol. 188. – P. 586–594. doi:[10.1016/j.apenergy.2016.12.029](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.029)

13. Muszynski, T. Design and experimental investigations of a cylindrical microjet heat exchanger for waste heat recovery systems [Text] / T. Muszynski // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 115. – P. 782–792. doi:[10.1016/j.applthermaleng.2017.01.021](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.021)

14. Soroka, B. S. Modern State and Efficient Analysis of Heat Recovery in Fuel Furnaces Using High Temperature Recuperators. Part 1 [Text] / B. S. Soroka, N. V. Vorobiev, V. A. Zgurskiy // Energetika. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations. – 2013. – № 3. – P. 60–68.

15. Gres, L. P. Povyshenie energoeffektivnosti nagreva domennogo duttia na ekspluatiruemyh domennyh pechah putem ustanovki sistemy teploobmennikov dlia nagreva komponentov gorenii i modernizatsii vozduhonagrevatelei [Text] / L. P. Gres, E. A. Karakash, S. A. Karpenko, S. V. Koldomasov // Metall i lite Ukrainy. – 2014. – № 5/6. – P. 43–47.

16. Karpenko, S. A. Sistemy utilizatsii teploty othodiashchih gazov vozduhonagrevatelei domennyh pechei v proektah GP «Ukrqiprommez» [Text] / S. A. Karpenko, S. L. Stasevskii, A. N. Stepanenko, V. S. Zaslavskii, B. N. Vishnevskii, A. S. Gusarov, N. B. Sopikova, E. I. Grigorenko // Metallurgicheskaia i gornorudnaia promyshlennost'. – 2012. – № 1. – P. 103–104.

17. Averin, S. I. Raschety nagrevatel'nyh pechei [Text]: Tutorial / S. I. Averin et al.; by ed. N. Yu. Tait's. – Ed. 2. – Kyiv: Tehnika, 1969. – 540 p.

18. Zaiets, O. Influence of the coke gas share in the fuel on the required level of heating of blast stoves combustion air using their flue gase heat [Text] / O. Zaiets // Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: New Solutions in Modern Technologies. – 2016. – № 42 (1214). – P. 43–48. doi:[10.20998/2413-4295.2016.42.07](https://doi.org/10.20998/2413-4295.2016.42.07)

19. Koshelnik, A. Metodyka stvorennia universalnoho obchysliuvalnoho kompleksu dlia modeliuvannia reheneratyvnykh teploobminnykh vysokotemperaturnykh plavylnykh ahrehativ [Text] / A. Koshelnik // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2007. – № 2/3 (26). – P. 47–50.

20. Koshelnik, A. Determination features of flow rate and temperature of combustion products in the wastegas pipeline of the hot blast stoves [Text] / A. Koshelnik, O. Zaiets, V. Koshelnik // Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: New Solutions in Modern Technologies. – 2012. – № 50 (956). – P. 133–139.

21. Ganzha, A. Analysis of the efficiency of heat-exchangers – heat recovery units for energy technology systems and units [Text] / A. Ganzha, O. Zaiets, V. Pidkopai, N. Marchenko // Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – 2016. – № 10 (1182). – P. 56–60. doi:[10.20998/2078-774x.2016.10.08](https://doi.org/10.20998/2078-774x.2016.10.08)

22. Shah, R. K. Fundamentals of Heat Exchanger Design [Text] / R. K. Shah, D. P. Sekulic. – Hoboken, NJ: Wiley, 2003. – 976 p. doi:[10.1002/9780470172605](https://doi.org/10.1002/9780470172605)

23. Kazantsev, E. I. Promyshlennye pechi. Spravochnoe rukovodstvo dlia raschetov i proektirovaniia [Text] / E. I. Kazantsev. – Ed. 2. – Moscow: Metallurgiiia, 1975. – 368 p.