

Міністерство освіти та науки України
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Національна академія наук України
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЗАЄЦЬ ОЛЕНА МИКОЛАЇВНА

УДК 669.162.231:658.576.1

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО
НАГРІВУ ДУТТЄВОГО ПОВІТРЯ НА ОСНОВІ УТИЛІЗАЦІЇ
ТЕПЛОТИ ПРОДУКТІВ ГОРІННЯ

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова
теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

О. М. Заєць О. М. Заєць

Науковий керівник – Ганжа Антон Миколайович, доктор технічних наук,
професор

АНОТАЦІЯ

Заєць О. М. Підвищення ефективності систем високотемпературного нагріву дуттєвого повітря на основі утилізації теплоти продуктів горіння. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (144 – Теплоенергетика). – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2017.

Метою дисертаційної роботи є розробка методів та засобів підвищення ефективності високотемпературного нагріву доменного дуття за рахунок утилізації теплоти димових газів для підігріву їх компонентів горіння з метою скорочення частки дорогого коксового газу в паливі.

Дисертаційна робота складається з: анотації, вступу, 4 розділів, висновку, списку використаних джерел та додатків.

У вступі обґрунтовано актуальність обраного в дисертації напрямку досліджень, висвітлено зв'язок з науковими програмами, планами, темами, сформульовано мету і задачі дисертації, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, наведено наукову новизну та практичну значущість роботи, відомості про особистий внесок здобувача та про апробацію та публікації основних результатів дисертації.

В першому розділі виконано огляд загальної схеми доменного виробництва та типових моделей доменних повітрянагрівачів: з внутрішньою та зовнішньою камерою згоряння, безшахтних. Розглянуто прийоми підвищення ефективності роботи систем нагріву доменного дуття. Описано принцип та особливості роботи та розрахунку регенеративного повітрянагрівача. Виконано огляд основних конструкцій теплообмінників,

що можуть застосовуватися для утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів: регенераторів, рекуператорів з гладкими та оребреними трубами, теплообмінників на теплових трубах, з проміжним теплоносієм.

Відмічено, що вагомий внесок у розв'язання проблеми підвищення ефективності систем високотемпературного нагріву дугтя доменного виробництва зробили відомі вчені Гольдфарб Е. М., Флейшман Ю. М., Советкін В. Л., Шкляр Ф. Р., Малкін В. М., Каштанова С. П., Калугін Я. П., Бянкін І. Г., Соломєнцев, С. Л., Грес Л. П., Каракаш Є. О., Карпенко С. А., Міленіна О. Є. та ін.

На базі ретельного огляду суті проблеми сформульовано мету та завдання дисертаційної роботи.

В другому розділі виконано огляд та порівняння основних методів розрахунку рекуперативних теплообмінників: ε -NTU-метод, P-NTU-метод, метод поправкового коефіцієнту. Обґрунтовано застосування цих методів до рекуперативних теплоутилізаторів доменного виробництва і проведено їх удосконалення та доповнення.

Наведено математичну модель регенеративного повітрянагрівача.

Теплообмінники, що запропоновано задіяти в системах утилізації, є двосекційними рекуператорами з гладкими трубами та протиточною схемою руху теплоносіїв. Теплообмінники є двоходовими за напрямком руху повітря чи палива та одноходовими за напрямком руху димових газів. Теплоносій, що нагрівається (паливо чи повітря) направляється в трубки, теплоносій, що нагріває (димові гази) – між ними в поперечному напрямку. За потреби теплоносії можна міняти місцями.

Описано удосконалену математичну модель, що вперше застосовується для розрахунку рекуператорів в системах утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів, яка базується на розбитті поверхні теплообміну на мікротеплообмінники. При цьому кожний з них розраховується *P-NTU*-методом. Наведено розрахункові схеми теплообмінників.

Для зручності розрахунків на ЕОМ табличні дані теплофізичних властивостей компонентів палива, димових газів та повітря апроксимовано та представлено у вигляді функціональних залежностей. Також розроблено математичну модель та описано процедуру гідравлічного розрахунку рекуператорів, який проводиться одночасно з тепловим.

Третій розділ присвячено моделюванню роботи повітронагрівачів. Розглянуто систему підігріву доменного дуття, що складається з трьох повітронагрівачів з виносною камерою згоряння. Розраховано процес горіння палива – доменного газу, збагаченого висококалорійним коксовим газом. Визначено склад димових газів. Встановлено, що без підігріву компонентів горіння частка коксового газу повинна сягати 16 % для забезпечення калориметричної температури під куполами доменних повітронагрівачів. Знижуючи частку коксового газу в паливі, встановлено взаємозалежність необхідних температур підігріву повітря горіння (при підігріві палива та повітря одночасно, лише повітря) від частки коксового газу. Розглянуто два характерних періоди роботи: зимовий та літній, коли температура повітря становить 3 °С та 33 °С. При цьому початкова температура палива складала 50 °С, температура підігріву палива – 170 °С. Ці параметри обумовлені технологічними особливостями.

На основі отриманої залежності за допомогою програми, створеної на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», розраховано регенератор, отримано значення витрат компонентів горіння для одного повітронагрівача та температуру димових газів, що зростає протягом газового періоду для всіх випадків від 90 °С до 400 °С. З огляду на те, що повітронагрівачі працюють в послідовному режимі, отримано значення динамічних параметрів в загальному газоході після блоку повітронагрівачів. Встановлено, що температура за часом змінюється за пилоподібною кривою, а залежність витрати димових газів від часу носить ступінчастий характер. При цьому середня температура димових газів для всіх випадків становить

246 °С. При розрахунку систем утилізації витрату димових газів, повітря та палива приймали як суму для кількості одночасно працюючих повітронагрівачів (подвоювали). Було обрано перспективні варіанти в рамках співвідношення частки коксового газу та температур підігріву компонентів горіння. Так систему утилізації для підігріву палива і повітря одночасно розглядали в зимовий та літній періоди, змінюючи частку коксового газу з 7 % до 9 %. А для систем, що слугують для підігріву тільки повітря, частку коксового газу варіювали в межах 10-12 %.

На основі запропонованої методики розрахунку рекуперативних теплоутилізаторів (розділ 2) була створена розрахункова програма. Теплофізичні властивості повітря, димових газів та палива, що представляють суміші газів, визначалися в кожному елементі теплообмінника з урахуванням середніх їх температур, тисків в ньому. Для повітря, що подається вентилятором, враховувалась зміна його відносної вологості. Для газів, що надходять від регенераторів, та палива обирався їх склад (з результатів розрахунку в розділі 2 в залежності від періоду роботи) з урахуванням об'ємного вмісту кожного компоненту.

Методика дискретного розрахунку дала можливість визначити температури поверхонь стінок, як зсередини, так і ззовні у кожній точці (з урахуванням розбивки) за напрямком руху теплоносіїв. Додатково визначалась різниця між температурою насичення водяної пари (при парціальному тиску у газах, що відходять) та температурою зовнішньої стінки у даному місці для виявлення областей можливого випадіння вологи та виникнення корозії у теплообмінниках.

Четвертий розділ присвячено аналізу отриманих результатів розрахунку та визначенню показників ефективності систем утилізації на різних режимах. Було розроблено чотири схеми систем утилізації:

- для одночасного підігріву компонентів горіння (палива та повітря) у двох окремих рекуператорах;
- для підігріву повітря горіння в одному рекуператорі;

- для підігріву повітря горіння у двох рекуператорах, що увімкнені паралельно за напрямком руху повітря;
- для підігріву повітря горіння у двох рекуператорах, що увімкнені послідовно за напрямком руху повітря.

Були побудовані діаграми розподілу температур за поверхнею теплообміну для кожного рекуператора в зимовий та літній періоди для різного складу палива, яке подається в регенеративні повітрянагрівачі. У розрахунках враховувалася зміна відносної вологості повітря на вході за напрямком руху повітря. Діаграми демонструють розподіл за поверхнею теплообміну температур теплоносіїв та різниці між температурою насичення водяної пари та температурою стінки, що дає можливість визначити місця випадіння вологи та можливої корозії поверхні при експлуатації на різних режимах та при різних умовах. Температури повітря та палива на виході з теплообмінників було порівняно зі значеннями необхідних температур підігріву повітря горіння для забезпечення калориметричної температури під куполами повітрянагрівачів.

Серед схем систем утилізації, що розглядалися, найефективнішою виявилась схема з одночасним підігрівом повітря та палива. Вона дозволяє досягти найбільшої економії палива (9 %) та має найвищий КВТ (0,49-0,51).

Для підігріву тільки повітря розглянуто схеми з двома однаковими рекуператорами, які були застосовані у схемі підігріву повітря і палива, та схема з окремим великим рекуператором. Найефективнішою виявилась схема з використанням одного окремого великого рекуператора, вона забезпечує найкращу утилізацію теплоти та має КВТ вищий (0,33-0,39) за КВТ інших систем (0,31-0,37, 0,32-0,38). Також встановлено, що за рахунок підігріву лише повітря частку коксового газу в паливі можна скоротити з 16 % до 11 %.

За результатами розрахунків і діаграмами розподілу температур виявлено, що в схемі з послідовним включенням однакових рекуператорів за напрямком руху повітря, різниця між температурою насичення водяної пари

та температурою зовнішньої стінки в зимовий період для першого повітронагрівача може набувати від'ємного значення, що свідчить про випадіння (конденсацію) вологи і, відповідно, утворення зон корозії та ненадійність роботи рекуператора.

У додатках наведено список публікацій здобувача за темою дисертації, відомості про апробацію та відомості щодо впровадження результатів дисертації.

Таким чином, показано, що застосування систем утилізації теплоти продуктів горіння доменних повітронагрівачів з метою підігріву їх компонентів горіння є перспективним та ефективним енергозберігаючим заходом, що здатний зменшити собівартість чавуну шляхом економії високовартісного коксового газу. Використані уточнені математичні моделі, методики та алгоритми для розрахунку і аналізу теплообмінних апаратів систем утилізації теплоти димових газів доменних повітронагрівачів дають можливість визначити фактичну працездатність апаратів на різних режимах з урахуванням факторів експлуатації. Уточнені методи і засоби розрахунку і аналізу теплообмінників-утилізаторів дозволяють підвищити їх ефективність і ресурс, зменшити витрати ресурсів, собівартість енергоносіїв, скоротити негативний вплив високотемпературних процесів на навколишнє середовище.

Ключові слова: доменні повітронагрівачі, продукти згоряння, димові гази, утилізація теплоти, рекуператор, тепломасообмінне обладнання, теплофізичні властивості, енергозбереження.

Список публікацій:

1. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2012). Особливості визначення витрати та температури продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітронагрівачів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць*, Харків: НТУ «ХПІ», 50, 133-139.

2. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних

повітронагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 13 (987), 116-124.

3. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А. (2016). Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 10 (1182), 56-60, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.

4. Заєць, О. М., Ганжа, А. М., Кошельник, О. В., Павлова, В. Г., Хавін, Є. В. (2016). Розробка перспективних систем утилізації теплових вторинних енергоресурсів доменного виробництва. *Інтегровані технології та енергозбереження*, Харків: НТУ «ХПІ», 2, 10-17.

5. Заєць, О. М. (2016). Вплив частки коксового газу в паливі на необхідний рівень підігріву повітря горіння доменних повітронагрівачів при використанні їх теплоти димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, Харків: НТУ «ХПІ», 42 (1214), 43-48, doi:10.20998/2413-4295.2016.42.07.

6. Zaiets, O., Ganzha, A., Koshelnik, A. (2017). Analysis of Efficiency and Reliability of Blast-furnace Process Waste Heat Recovery Systems. *Technology Audit and Production Reserves*, 1/1(33), 49-54, doi: 10.15587/2312-8372.2017.92912.

7. Вусик (Заєць), О. М., Кошельник, В. М. (2012). Розрахунок динамічних характеристик продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XX міжнародної наук.-практ. конф., 15-17 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХПІ», 246.

8. Заєць, О. М., Кошельник, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування теплових режимів доменних регенеративних повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія,*

освіта, здоров'я: матеріали XXI міжнародної наук.-практ. конф., 29-31 травня: тези доп., Ч. I, Харків: НТУ «ХПІ», 292.

9. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А., Куцова, Д. В. (2016). Методика расчета теплообменника-утилизатора теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXIV міжнародної наук.-практ. конф., 18-20 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХПІ», 249.

10. Заєць, О. М., Ганжа, А. М. (2016). Моделювання процесів у трубчастому утилізаторі теплоти газів, що відходять з доменного виробництва. *Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI всеукраїнської наук.-техн. конф., 5-7 жовтня: тези доп.*, Херсон: ФОП Грінь Д., 22-24.

11. Заєць, О. М., Ганжа А. М. (2017). Оцінка ефективності системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXV міжнародної наук.-практ. конф., 17-19 травня: тези доп. Ч. I*, Харків: НТУ «ХПІ», 249.

ANNOTATION

Zaiets O. M. Hot blast generating systems efficiency improvement via waste gases heat recovery. – Qualification scientific work, as manuscript.

Thesis for the scientific degree of The Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) by specialty 05.14.06 – Technical Thermal Physics and Industrial Heat-Power Engineering (144 – Heat-Power Engineering) – National Technical University «Kharkiv polytechnic institute»; A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The aim of the thesis is developing of methods and tools of energy efficiency improvement of hot blast generating systems via hot blast stoves waste gases heat recovery to reduce the costly coke oven gas share in the fuel.

The thesis consists of: annotation, introduction, 4 chapters, conclusion, list of used sources and applications.

The introduction contains the substantiation of the chosen research direction relevance, links with scientific programs, plans, themes; presents the purpose and objectives of the dissertation, definitions of the object, subject and methods of the research; provides scientific novelty and practical significance of the work, information about personal contribution of the applicant and about approbation and publication of the main dissertation results.

A survey of the general scheme of domain process and popular hot blast stoves models (with an internal and an external combustion chamber, without combustion chamber) is provided in the first section. Ways of efficiency improving of hot blast systems are considered. Principles and features of work and calculation of regenerative hot blast stove are described. Overview of the main constructions of heat exchangers that can be used for hot blast waste gases heat recovery (regenerators, recuperators with bare and ribbed tubes, the heat pipe heat exchangers and with intermediate heat medium) is given.

It is noted that the famous contribution to solving the problem of hot blast generating systems efficiency improvement was made by well-known scientists Goldfarb E. M., Fleishman Yu. M., Sovetkin V. L., Shklyar F. R., Malkin V. M. , Kashtanova S. P., Kalugin Y. P., Biankin I. G., Solomentsev S. L., Gres L. P., Karakash E. A., Karpenko S. A., Milenina O. Ye. and other.

On the basis of a thorough review of the problem essence the purpose and objectives of the dissertation are formulated.

A survey and comparison of basic methods for the recuperative heat exchanger calculation (ε -NTU-method, P -NTU-method, the mean temperature difference method) are provided in the second section. The application of these

methods to the recuperative heat-utilizators of blast furnace production is substantiated and improvements of these methods and additions to them are made.

The mathematical model of regenerative hot blast stove is given.

Heat exchangers that proposed to use for recovery systems are bare-tube heat exchangers with the cross-countercurrent scheme of heat mediums movement. The heat exchangers are single-passed in the direction of waste gases movement and double-passed in the direction of air or fuel movement. Cold heat-exchange medium (fuel or air) is sent into the tubes, hot heat-exchange medium (flue gases) – between them in the transverse direction. If it is necessary, heat mediums can be changed in places.

There is improved mathematical model used at the first time to calculate heat-exchangers of hot blast stoves waste gases heat recovery systems, and which is based on the partition heat transfer surface into micro heat-exchangers. In addition, each of them is calculated as a separate micro heat-exchanger using *P-NTU*-method. The calculation schemes are given. Thermal properties of fuel components, waste gases and air are approximated and presented using tabular data as functional dependence for the convenience of computer calculations. Also mathematical model and procedure of hydraulic calculation of recuperators, performed simultaneously with heat calculation, are described.

The third section is devoted to modeling of hot blast stoves work. The hot blast generating system consisted of three hot blast stoves with external combustion chambers is observed. Process of fuel (top gas, enriched with high energy coke oven gas) combustion is calculated. The composition of waste gases is determined. It was found that without components preheating coke oven gas share should reach 16 % to ensure calorimetric temperature under the blast stoves domes. Reducing the coke oven gas share in the fuel, interdependence of necessary temperatures of combustion air preheating from the coke oven gas share is determined: with simultaneous preheating of combustion components, with air preheating only. Two characteristic periods of work (winter and summer) are observed, when the temperature is 3 °C and 33 °C. At the same time the initial fuel

temperature was 50 °C, the temperature of the fuel preheating – 170 °C. These parameters are due to technological features.

On the basis of established dependence using computer program created at the Department of heat engineering and energy efficiency technologies of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», hot blast stove is calculated, the value of combustion components rate for one stove and the temperature of the waste gases, which is increasing during the gas period for all cases from 90 °C to 400 °C, are obtained. Taking into account the fact that hot blast stoves work successively, the values of dynamic parameters in the general air-lounger after the block are determined. It was established that the temperature changes over time on sawtooth curve, and waste gases rate dependence from time has steplike shape. In this case the average temperature of flue gases in all cases is 246 °C. While waste heat recovery system calculating, air and fuel rates were taken as the sum for the number of simultaneously working stoves (doubled). Within the frameworks of correlation of the coke oven gas and necessary combustion components preheating temperature, prospective variants were selected. Thus system for simultaneously fuel and air preheating is viewed in winter and summer, changing coke oven gas share from 7 % to 9 %. For only air preheating systems, coke oven gas share is varied in the range of 10-12 %.

Computer program was created using the proposed method of calculation of recuperative heat utilizers (section 2). Thermal properties of air, gases and fuel, that are mixtures of gases, were determined in each element of the heat exchanger on the basis of medium temperature, pressure in it. Changes of relative degree of humidity were taken into account for the air supplied by the fan. Waste gases composition after hot blast stoves and fuel inclusive of volume percents of each component and water vapour were chosen (from calculation results in section 2 in dependence of period of work). The discrete calculation method gave an opportunity to determine the surface temperatures of the walls, both inside and outside of each point (including breakdown scheme) in the direction of motion of fluids. Additionally difference between the vapour saturation temperature (at partial

pressure in the waste gases) and the wall temperature was determined for detection of possible zones of condensate formation and initiation of corrosion.

The fourth section is devoted to analysis of the results of calculations and determination of efficiency parameters of waste heat recovery systems on different modes. Four schemes of heat recovery systems are designed:

- for simultaneous preheating of combustion components (fuel and air) at two separate recuperators;
- for combustion air preheating at one heat recuperator;
- for combustion air preheating at two recuperators, that are turned on in parallel in the direction of air movement;
- for combustion air preheating at two recuperators, that are turned on sequentially in the direction of air movement.

The diagrams of temperature distribution over the heat transfer area for each heat exchanger in winter and summer for different composition of the fuel, which is fed into regenerative hot blast stoves, were built. A change in the air relative humidity at the inlet in the direction of the air movement is taken into account in calculations. Diagrams show the distribution of mediums temperature and difference between vapour saturation temperature and temperature of the wall. That gives an opportunity to determine the location of the loss of moisture and the possible corrosion of the surface during operation at different modes and under different conditions. Air and fuel temperature at the outlet of the heat exchanger were compared with the temperatures of components preheating, which are necessary for ensuring combustion calorimetric temperature under hot blast stoves domes.

Among of considered heat recovery systems schemes, the scheme with simultaneous preheating of fuel and air was found as the most effective. It optimizes the fuel economy (9 %) and has the highest coefficient of heat use (0,49-0,51).

For only air preheating, scheme with two identical heat exchangers, which were used in the scheme for simultaneously air and fuel preheating, and scheme

with separate large recuperator were observed. Among the systems that are intended for preheating the air, the scheme which consists of one large heat exchanger turned out to be the most effective, it provides the best utilization of heat and has higher coefficient of heat use (0,33-0,39) than other systems have (0,31-0,37, 0,32-0,38). Also it was found that by preheating the air only the coke oven gas share in the fuel can be reduced from 16 % to 11 %.

Using calculation results and diagrams of temperature distribution it was revealed that in the scheme which consists of two identical recuperators, that are turned on sequentially in the direction of air movement, difference between the vapour saturation temperature and the outer wall temperature in winter for the first stove can reach a negative value, indicating condensate formation and corrosion zones formation, unreliability of heat exchanger operation.

The annexes contain a list of the publications of the applicant on the topic of the dissertation, information about the approbation and information on the implementation of the results of the dissertation.

Thus, it is shown that the application of heat recovery systems for hot blast stove gases for the purpose of their combustion components preheating is a promising and effective energy saving measure that can reduce pig iron prime cost by saving costly coke oven gas. Used refined mathematical models, methods and algorithms for the calculation and analysis of heat exchangers of hot blast stoves waste gases heat recovery systems provide an opportunity to determine the actual performance of devices for different modes of operation taking into account different factors of exploitation. Refined methods and means of calculation and analysis of utilization heat exchangers can increase their efficiency and resource, reduce the cost of resources and energy costs, reduce the negative impact of high temperature processes on the environment.

Keywords: hot blast stoves, combustion gases, waste gases, heat recovery, recuperative heat exchanger, heat-mass exchange equipment, thermophysical properties, energy conservation.

Publications list:

1. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2012). Особливості визначення витрати та температури продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць*, Харків: НТУ «ХПІ», 50, 133-139.
2. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних повітрянагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 13 (987), 116-124.
3. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А. (2016). Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 10 (1182), 56-60, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.
4. Заєць, О. М., Ганжа, А. М., Кошельнік, О. В., Павлова, В. Г., Хавін, Є. В. (2016). Розробка перспективних систем утилізації теплових вторинних енергоресурсів доменного виробництва. *Інтегровані технології та енергозбереження*, Харків: НТУ «ХПІ», 2, 10-17.
5. Заєць, О. М. (2016). Вплив частки коксового газу в паливі на необхідний рівень підігріву повітря горіння доменних повітрянагрівачів при використанні їх теплоти димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, Харків: НТУ «ХПІ», 42 (1214), 43-48, doi:10.20998/2413-4295.2016.42.07.
6. Zaiets, O., Ganzha, A., Koshelnik, A. (2017). Analysis of Efficiency and Reliability of Blast-furnace Process Waste Heat Recovery Systems. *Technology Audit and Production Reserves*, 1/1(33), 49-54, doi: 10.15587/2312-8372.2017.92912.

7. Вусик (Заєць), О. М., Кошельник, В. М. (2012). Розрахунок динамічних характеристик продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XX міжнародної наук.-практ. конф., 15-17 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 246.

8. Заєць, О. М., Кошельник, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування теплових режимів доменних регенеративних повітрянагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXI міжнародної наук.-практ. конф., 29-31 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 292.

9. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А., Куцова, Д. В. (2016). Методика расчета теплообменника-утилизатора теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXIV міжнародної наук.-практ. конф., 18-20 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 249.

10. Заєць, О. М., Ганжа, А. М. (2016). Моделювання процесів у трубчатому утилізаторі теплоти газів, що відходять з доменного виробництва. *Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI всеукраїнської наук.-техн. конф., 5-7 жовтня: тези доп.*, Херсон: ФОП Грінь Д., 22-24.

11. Заєць, О. М., Ганжа А. М. (2017). Оцінка ефективності системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXV міжнародної наук.-практ. конф., 17-19 травня: тези доп. Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 249.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ	20
ВСТУП	22
1 СИСТЕМА ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ДОМЕННИХ ПЕЧЕЙ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАГРІВУ ДОМЕННОГО ДУТТЯ.....	28
1.1 Загальна схема доменного виробництва	28
1.2 Конструкція та технологічні особливості доменних повітрянагрівачів	35
1.3 Особливості роботи доменних повітрянагрівачів.....	41
1.4 Теплообмінне обладнання для систем утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів	44
1.4.1 Рекуперативні теплообмінники.....	46
1.4.2 Теплообмінники з проміжним теплоносієм.....	47
1.4.3 Теплообмінники на теплових трубах.....	49
1.4.4. Регенеративні теплообмінники	51
1.4.5 Теплообмінники з оребреними трубами	53
1.5 Оцінка ефективності підігріву компонентів горіння доменних повітрянагрівачів	54
1.6 Висновки по Розділу 1 та опис завдань дослідження	56
2 МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ.....	59
2.1 Математична модель та метод розрахунку доменного повітрянагрі- вача	59
2.2 Методи розрахунку узагальнених рекуперативних теплообмінників ...	68
2.2.1 ε - NTU -метод	69
2.2.2 P - NTU - метод.....	73
2.2.3 Метод поправкового коефіцієнту.....	78

2.2.4 Порівняння ε - <i>NTU</i> -методу, <i>P-NTU</i> -методу та методу поправкового коефіцієнту.....	82
2.3 Математична модель, методика та алгоритм розрахунку рекуперативного теплообмінника-утилізатора.....	83
2.3.1 Розрахунок теплообміну в рекуператорах	83
2.3.2 Гідравлічний розрахунок	100
2.4 Моделювання універсальних залежностей для теплофізичних властивостей суміші газів	104
2.4.1 Розрахунок теплофізичних параметрів димових газів та палива	105
2.4.2 Розрахунок теплофізичних властивостей вологого повітря.....	108
2.5 Висновки по Розділу 2.....	109
3 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ БЛОКУ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ З МЕТОЮ ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ	111
3.1 Розрахунок процесу горіння палива	112
3.2 Визначення температур підігріву компонентів горіння	118
3.3 Визначення режимних параметрів димових газів в загальному газоході	126
3.4 Висновки по Розділу 3.....	130
4 РОЗРОБКА СХЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ТА АНАЛІЗ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ..	131
4.1 Розробка схем утилізації теплоти доменних повітронагрівачів та конструкцій теплообмінного обладнання	131
4.2 Одночасний підігрів повітря і паливної суміші в окремих рекуператорах.....	137
4.3 Підігрів повітря горіння за допомогою одного рекуператора	158
4.4 Підігрів повітря у двох паралельно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах.....	167
4.5 Підігрів повітря у двох послідовно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах.....	175

	19
4.6 Порівняльний аналіз ефективності схем утилізації	189
4.7 Перевірка адекватності математичної моделі рекуператора	193
4.8 Висновки по Розділу 4.....	195
ВИСНОВКИ.....	197
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	200
Додаток А Список публікацій здобувача за темою дисертації	216
Додаток Б Відомості про апробацію результатів дисертації.....	219
Додаток В Акти впровадження результатів дисертації	221

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ

KBT – коефіцієнт використання теплоти;

c – теплоємність, Дж/(м³·°C) або Дж/(кг·°C);

$d_{CER}, d_{BH}, d_{ЗОВН}$ – середній, внутрішній та зовнішній діаметри трубки, м

E_{PIK} – річна економія коксового газу, м³/рік;

F – площа теплообміну, м²;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C);

NTU – кількості одиниць переносу теплоти;

Nu – число Нуссельта, безрозмірна величина;

P – характеристичний параметр, ефективність теплообмінника, безрозмірна величина;

R – характеристичний параметр теплообмінника, безрозмірна величина;

Re – число Рейнольдса, безрозмірна величина;

t – температура, °C;

$t_{Г1}, t_{Х2}$ – температури гарячого та холодного теплоносія відповідно на вході у теплообмінник, °C;

$\overline{\Delta t}$ – середній температурний напір, °C;

$t_{ГАЗ1}^E, t_{ХОЛ1}^E$ – температура теплоносія на вході в елемент теплоносія, що гріє, та теплоносія, що нагрівається, відповідно, °C;

$t_{ГАЗ2}^E, t_{ХОЛ2}^E$ – температура теплоносія на виході з елемента, що гріє, та теплоносія, що нагрівається, відповідно, °C;

q – тепловий потік, Дж/кг ;

$Q_{ПРИХ}$ – прихід теплоти, МДж/год;

$Q_{РЕК}^{ЗАГ}$ – загальна рекуперована теплота, МДж/год;

S_1, S_2 – поперечний та повздовжній кроки труб в теплообмінниках, м;

W – мінімальний водяний еквівалент, Дж/(с·°C);

$V_{ГАЗ}, V_{ХОЛ}$ – витрата теплоносія, що гріє, та теплоносія, що нагрівається, відповідно, м³/с;

$\Delta V_{КОКС}$ – економія коксового газу, м³/год;

α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони першого теплоносія та другого теплоносія, Вт/(м²·°C);

ε – теплова ефективність теплообмінника, безрозмірна величина;

τ_d – тривалість періоду дуття, год;

τ_H – тривалість газового періоду (нагріву), год;

$\lambda_{СТ}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°C);

$\lambda_{ГЛ}, \lambda_{Ш}$ – коефіцієнти тертя гладких та шорстких труб.

ВСТУП

Високотемпературні установки є основою енергоємних виробництв. Підвищення ефективності їх роботи є важливим завданням, що направлене на скорочення витрати паливно-енергетичних та матеріальних ресурсів, зниження собівартості продукції та зменшення шкідливого впливу на навколишнього середовища.

Актуальність теми. Металургія є однією з базових галузей економіки України. При цьому доменне виробництво споживає значну частину енергетичних ресурсів металургії і характеризується більш високою енергоємністю порівняно з іншими країнами через їх неефективне використання.

При виробництві чавуну експлуатуються системи високотемпературного нагріву дуття, що складаються з блоку доменних повітрянагрівачів, в яких спалюється доменний газ. Для забезпечення проектної температури під куполом доменного повітрянагрівача теплоти згоряння доменного газу недостатньо, тому його збагачують природним або коксовим газом, які є високовартісними енергетичними ресурсами. В ході експлуатації блоку повітрянагрівачів утворюються димові гази, теплота яких наразі в нашій країні утилізується недостатньо, в деяких випадках – не утилізується зовсім. Ці гази мають порівняно низький температурний потенціал – 200-300 °С, але їх об'ємні витрати є значними, що створює передумови для впровадження та вдосконалення систем утилізації їх теплоти.

Для використання цієї теплоти повинні створюватися системи утилізації з метою підігріву компонентів горіння доменних повітрянагрівачів і, відповідно, скорочення обсягів споживання високовартісної добавки (природного чи коксового газу) та зменшення негативного навантаження на навколишнє середовище. Тому задачі створення комплексу методів, нових

залежностей та засобів для розробки, аналізу і удосконалення систем утилізації теплоти, яка відходить від доменного виробництва з метою підвищення ефективності роботи систем високотемпературного дуття доменного виробництва є наразі актуальними.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота була виконана на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» в рамках держбюджетних тем Міністерства освіти і науки України «Розробка теоретичних основ створення енергоефективних теплоутилізаційних комплексів на базі високотемпературних агрегатів з використанням когенераційних технологій» (2011-2012 рр., № 0110U001235), «Розробка енергоефективних комплексних систем утилізації теплових вторинних ресурсів високотемпературних енерготехнологічних процесів» (2015-2016 рр., № 0115U000523), в яких здобувач був виконавцем окремих етапів. Напрямок досліджень відповідає «Енергетичній стратегії України на період до 2030 р.», схваленій розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 № 1071, та напряму «Технології використання скидних енергоресурсів», що значиться в постанові Кабінету Міністрів України від 27.09.2011 № 942 «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 р.».

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення енергоефективності високотемпературного нагріву доменного дуття за рахунок утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів для підігріву їх компонентів горіння.

Для реалізації мети поставлені такі завдання:

1. Визначення динамічних параметрів димових газів блоку доменних повітрянагрівачів, а саме – визначення температури і витрати димових газів в загальному газоході після блоку доменних повітрянагрівачів.

2. Встановлення взаємозалежності необхідних температур підігріву повітря горіння та частки коксового газу в паливі.

3. Одержання функціональних залежностей теплофізичних параметрів компонентів димових газів, повітря та компонентів палива від температури та тиску для зручності розрахунків на ЕОМ.

4. Удосконалення математичної моделі, методу та засобів розрахунку теплообмінного обладнання системи утилізації.

5. Синтез та аналіз схем систем утилізації, що базуються на використанні рекуператорів.

6. Побудова температурних діаграм поверхні теплообміну та виявлення недоліків і «вузьких» місць в теплообмінниках при їх експлуатації.

7. Оцінка ефективності роботи систем утилізації, їх порівняльний аналіз.

Об'єкт дослідження. Процеси в теплообмінному обладнанні доменного виробництва з системою утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів.

Предмет дослідження. Система утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів та її теплообмінне обладнання.

Методи дослідження. Математичне моделювання процесів гідроаеродинаміки та теплопередачі, чисельний експеримент, аналіз.

Наукова новизна отриманих результатів. У дисертаційній роботі створено комплекс математичних моделей, нових залежностей та засобів для розробки, аналізу і удосконалення систем утилізації теплоти, яка відходить від доменного виробництва. У ході створення цих моделей, методів і засобів були одержані такі наукові результати:

1. Для утилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів розроблено удосконалений метод розрахунку складних рекуперативних теплообмінників зі змішаним рухом потоків теплоносіїв, який ґрунтується на поділі поверхні теплообміну на базові мікротеплообмінники, де використовується Р-NTU-метод розрахунку.

2. Вперше для теплоутилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів враховано зміну теплофізичних властивостей газів, палива

та повітря за напрямком руху потоків теплоносіїв та поверхні теплообміну, зміну параметрів теплопередачі та гідродинаміки всередині теплообмінника, що дозволило уточнити їх тепловий стан при різних режимах роботи.

3. Вперше при розрахунку теплоутилизаторів теплоти димових газів доменних повітрянагнітачів визначено області можливого виникнення корозійного зносу їх поверхні. При цьому враховано режими роботи теплоутилизаторів та фактори їх експлуатації (відкладення чи забруднення поверхні).

4. На базі методу дискретного розрахунку параметрів доменних повітрянагрівачів, які працюють у нестационарному (циклічному) режимі, вперше розроблено підхід до розрахунку динамічних характеристик та параметрів димових газів у загальному газоході з урахуванням взаємного впливу повітрянагрівачів у блоці.

5. Отримано нові апроксимаційні залежності теплофізичних властивостей кожного компоненту продуктів горіння, палива та повітря, а також уточнені залежності визначення властивостей суміші газів від температури і тиску, що вперше дозволило застосовувати розроблені методи і засоби розрахунку для будь-яких складів теплоносіїв у теплообміннику.

Практичне значення одержаних результатів. Одержані у дисертаційній роботі результати мають таке практичне значення:

1. Застосування розробленої більш досконалої математичної моделі та засобів розрахунку теплоутилизаторів доменних повітрянагрівачів дозволяє більш точно визначити параметри теплоносіїв та поверхні при їх експлуатації, що забезпечить проведення аналізу ефективності та надійності існуючих теплообмінників, тих, що модернізуються, або проектується. Це призводить до зменшення використання дорогого коксового чи природного газу у собівартості продукції та зменшення негативного впливу на оточуюче середовище.

2. Розроблені методи та засоби дозволяють виявити місця можливого корозійного зносу поверхні теплообмінників-теплоутилизаторів з

урахуванням умов експлуатації, режимів роботи та розробити і перевірити рекомендації та заходи зі зменшення чи уникнення цього зносу, у тому числі – з перекомпонування апаратів чи всієї системи утилізації.

3. За допомогою розроблених методів та засобів моделювання роботи блоку доменних повітрянагрівачів отримано залежність необхідної частки коксового газу від температури підігріву повітря і палива та температури газів, що відходять, у загальному газоході, які є вихідними даними для розробки і аналізу роботи системи утилізації теплоти.

4. Розроблені математичні моделі, методи і засоби аналізу поверхневих теплоутилізаторів зі складною змішаною схемою руху потоків теплоносіїв є універсальними для теплообмінників, де теплоносіями є суміші газів, повітря, водяна пара (або вода) і можуть бути застосовані для автоматизованих розрахунків теплоутилізаторів на ЕОМ.

5. Розроблені математичні моделі, методи і засоби використовуються у навчальному процесі кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ «ХП» (акт впровадження від 21.06.2017). Методи та засоби підвищення ефективності систем утилізації скидної теплоти доменного виробництва були використані при розв'язанні задач зменшення питомих витрат коксового газу на об'єктах металургійної промисловості (довідка від ПрАТ «ВТП «УКРЕНЕРГОЧОРМЕТ» № 1046/40 від 20.06.2017).

Особистий внесок здобувача. Всі наукові положення та результати отримані здобувачем особисто. У роботах, що виконані у співавторстві: автором виконано постановку проблеми щодо утилізації теплоти продуктів горіння доменних повітрянагрівачів [78]; запропоновано метод розрахунку динамічних характеристик продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів [149], наведено результати розрахункового дослідження та визначено ці параметри [148]; запропоновано метод визначення режимних параметрів димових газів регенеративних доменних повітрянагрівачів [76] та прогнозування теплових режимів доменних регенеративних повітрянагрівачів [77]; запропоновано методику визначення рекуперованої теплоти в утилізаторах [125] та застосовано удосконалений метод для

розрахунку рекуператорів-утилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів [126]; описано вдосконалену математичну модель процесів в утилізаторі теплоти димових газів після блоку доменних повітрянагрівачів [150]; наведено результати розрахункового дослідження системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів зі застосуванням удосконаленої математичної моделі, що базується на розбитті поверхні теплообміну на мікротеплообмінники з подальшим їх розрахунком з урахуванням схеми току теплоносіїв за допомогою *P-NTU*-метода, побудовано температурні діаграми поверхні теплообміну [151]; запропонована методика для оцінки ефективності систем утилізації [152]. У роботі, опублікованій без співавторів [146], встановлено вплив частки коксового газу на необхідний рівень підігріву компонентів горіння доменних повітрянагрівачів.

Апробація результатів дисертаційної роботи. Основні положення та результати дисертації доповідались та обговорювалися на: XX, XXI, XXIV, XXV Міжнародних науково-технічних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2012, 2013, 2016, 2017 рр.); IX та XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 2013 р., 2016 р.); XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» (м. Одеса, 2016 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи відображено у 11 публікаціях: з них 6 – у наукових періодичних фахових виданнях України, з яких 3 – у наукових виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз; 5 – у матеріалах та тезах конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з: анотації, вступу, 4 розділів, висновку, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації – 223 сторінки, 78 рисунків, з них 38 рисунків на окремих сторінках, 36 таблиць, з них 19 таблиць на окремих сторінках, список використаних джерел з 152 найменувань на 16 сторінках, 3 додатки на 8 сторінках.

1 СИСТЕМА ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ ДОМЕННИХ ПЕЧЕЙ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ НАГРІВУ ДОМЕННОГО ДУТТЯ

Основними напрямками підвищення ефективності систем високотемпературного нагріву доменного дуття є удосконалення: конструкцій доменних повітрянагрівачів, режимів роботи, вогнетривів, що застосовуються для їх виробництва, вдосконалення конфігурації їх насадок, застосування систем утилізації теплоти димових газів, що утворюються при нагріванні повітрянагрівачів.

В цьому розділі проведено аналіз загальної схеми доменного виробництва, конструкцій та технологічних особливостей доменних повітрянагрівачів, типів теплообмінного обладнання для систем утилізації теплоти димових газів та описано алгоритм для оцінки ефективності системи утилізації теплоти димових газів, виконано постановку мети та завдань досліджень.

1.1 Загальна схема доменного виробництва

Виникнення доменного процесу відносять до середини XIV століття. Починаючи з того часу, техніка та технологія доменного виробництва вдосконалювались під впливом зростання попиту на метал і прагнення скоротити витрати на його виробництво. Також розвивалися і методи підготовки до плавки палива та сировини [1, с. 17-19].

Доменний процес являє собою сукупність механічних, фізичних та фізико-хімічних явищ, що відбуваються у доменній печі. В неї завантажують шихтові матеріали (кокс, залізовмісні компоненти, флюс), що в результаті перетворюються у чавун, шлак та доменний газ. В хімічному відношенні доменний процес є відновно-окисним: із оксидів відновлюється залізо, а

відновники окислюються, але його прийнято називати відновним, оскільки метою доменного процесу є відновлення оксидів заліза до металу [2, с.10-21].

Руду, концентрат (продукт збагачення руди) та флюс, що поступають на металургійний завод, направляють на фабрику огрудкування, де з них виробляють агломерат або обкотиші (рис. 1.1). Відсіаний від дріб'язку агломерат направляють в доменний цех. Одночасно туди подають кокс та додатковий флюс. Агломерат, флюс і відсіаний від дріб'язків кокс завантажують в доменну піч. Дуття, що подається фурмами, підігрівають у повітрянагрівачах до температури 1100-1350 °С і нагнітають в піч. З метою економії коксу до повітря дуття можуть додавати технічний кисень, природний газ, мазут, пиловидне паливо, водяну пару. Оксиди заліза, що являють собою корисну складову руди, завжди супроводжуються баластними сполуками, що не містять заліза, і називаються порожньою породою. Порожня порода складається, головним чином, з кремнезему SiO_2 , невеликої кількості глинозему Al_2O_3 , вапняку CaO , оксиду магнію MgO [3, с. 11-16].

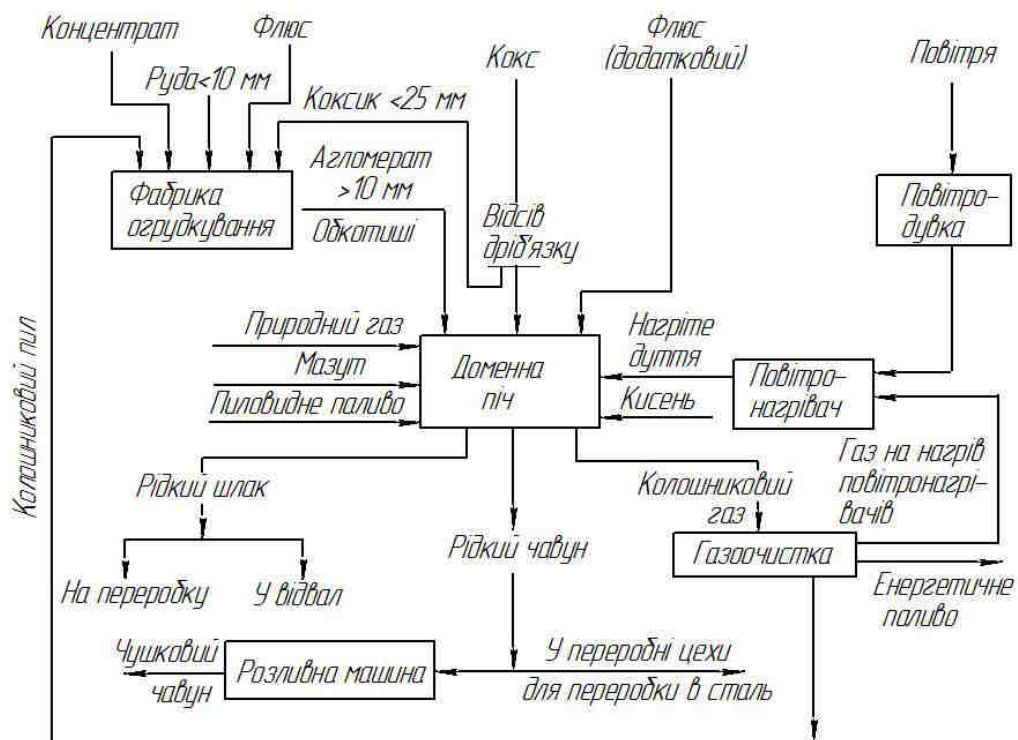


Рисунок 1.1 – Схема доменного виробництва

Флюсом доменної плавки частіше за все являється вапняк CaCO_3 , який після розпаду в печі перетворюється у CaO . Необхідність введення в піч флюсу обумовлена тим, що порожня порода, яка залишається після відновлення оксидів заліза, внаслідок тугоплавкості не може розплавитися у печі. Додавання флюсу різко знижує температуру плавлення породи, вона разом з флюсом розплавляється, утворюючи рідкий шлак.

У якості палива для доменних печей застосовують кокс, який через високу міцність та пористість являє собою найбільш придатне паливо. Продуктами доменної плавки являються рідкий чавун, рідкий шлак та колошниковий газ.

Чавун – це багатокомпонентний сплав на основі заліза, що містить вуглець, кремній, марганець, сульфур та фосфор. Розрізняють три основні види продукції: переробний чавун, що перероблюють у сталь; ливарний чавун, з якого відливають готові вироби; феросплави, призначені для використання у сталеплавильних цехах.

Оскільки основна кількість чавуну призначена для переробки в сталь, то частка переробного чавуну у його загальній кількості складає 85-95 %.

Шлак являє собою баластні оксиди, тобто ті, що не містять заліза і що вносяться в піч з рудою, агломератом, золою коксу та флюсом – SiO_2 , Al_2O_3 , CaO , MgO . Він використовується для виробництва будівельних та в'язучих матеріалів.

Колошниковий газ, що виходить з печі, є газоподібним паливом і містить 20 % монооксиду вуглецю, до 5-6 % водню і близько 0,5 % метану. Частина колошникового газу спалюється у повітрянагрівачах при підігріві дуття, а решта використовується в якості енергетичного палива у нагрівальних печах, котельних і т. д.

Колошниковий пил, що видувається з печі, і відсіяна перед завантаженням у піч дрібна фракція коксу направляються на аглофабрику.

Ключовим агрегатом у доменному виробництві виступає доменна піч – вертикально розташована плавильна піч шахтного типу, облицьована

вогнетривкою цеглою, в яку згори завантажують шихтові матеріали, а знизу подають підігріте повітря. Сировині потрібно від 6 до 8 годин, щоб опуститися на дно печі, де вона стає кінцевими продуктами: рідким шлаком та рідким чавуном. Їх зливають з печі через регулярні проміжки часу. Гаряче повітря, що подається знизу, підіймається до вершини за 6-8 секунд після участі у численних хімічних реакціях. Після запуску доменна піч працює постійно протягом 4-10 років, зупиняють її лише на короткі проміжки часу для запланованого технічного обслуговування [4].

Агломерат, руда, вапняк та кокс завантажуються на колошник доменної печі спеціальним засипним апаратом окремими порціями – подачами. Призначення апарата полягає у правильному розподілі шарами по горизонтальному розрізу печі матеріалів, що завантажуються: кокс, руда або агломерат і флюс при роботі на неповністю офлюсованому агломераті. При неправильному розподілі потоки газу, проходячи через тонкий шар руди, будуть виходити з печі з високою температурою і високим вмістом відновних газів, тобто їх енергія буде використана недостатньо. Завантаження подач виконують кожні 5-8 хвилин по мірі звільнення простору на колошнику в результаті опускання матеріалів. Внаслідок горіння коксу в горні і зменшення об'єму шихти через плавлення чавуну і шлаку завантажені на колошник матеріали безперервно опускаються в нижню частину печі. Назустріч матеріалам, що опускаються, рухається потік відновних газів.

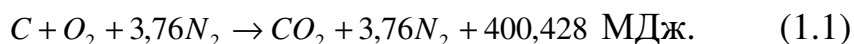
Кокс надходить в горн нагрітим до 1400-1500 °C. В зонах горіння вуглець коксу взаємодіє з киснем дуття. Діоксид, що утворюється в зонах горіння, при високій температурі і надлишку вуглецю нестійкий і перетворюється в оксид вуглецю. Отже, за межами зон горіння горновий газ складається лише з оксиду вуглецю, азоту і невеликої кількості водню, що утворюється при розкладі водяної пари або природного газу. Суміш цих газів, нагріта до 1800-2000 °C, підіймається вгору і передає тепло матеріалам, що поступово опускаються в горн, внаслідок горіння коксу, утворення чавуну й шлаку та періодичного їх випуску з доменної печі. При цьому газ

охолоджуються до 200-450 °С, а оксид вуглецю, віднімаючи кисень з оксидів заліза, перетворюється частково в діоксид вуглецю, вміст якого в доменному газі досягає 14-20 %.

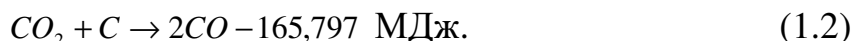
Всі фізико-хімічні процеси, що протікають в доменній печі, можна розділити на три групи: процеси окиснення (горіння) палива, процеси відновлення оксидів заліза та інших елементів, процеси плавлення.

Процеси окиснення, або горіння, палива протікають в горні доменної печі у невеликих об'ємах біля повітряних фурм. Фурми розташовані вздовж кола верхньої частини горну і являють собою пристрої, що енергійно охолоджуються водою, через які у піч потрапляє атмосферне дуття.

Оскільки повітря за об'ємом складається з 21 % кисню і 79 % азоту, то на кожную молекулу кисню припадає $79/21 = 3,76$ молекул азоту. В дутті, що з високою швидкістю виходить з фурм, згорає розжарений кокс, що знаходиться в горні. Початком цього процесу є реакція



Діоксид вуглецю, що утворюється при цій реакції, при температурах в горні взаємодіє з вуглецем за рівнянням реакції



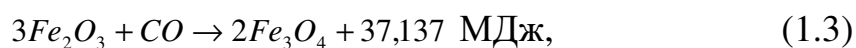
Отже, кінцевим продуктом горіння вуглецю в горні є монооксид вуглецю. Процеси окиснення вуглецю коксу киснем і діоксидом вуглецю протікають біля фурм у невеликих зонах, що називаються окисними, або зонами горіння. На відміну від цих зон, у всій решті об'єму печі атмосфера відновна. Газ, що утворюється в горні, підіймається вгору, відновлюючи шихтові матеріали, що опускаються.

Процеси відновлення протікають у всьому об'ємі печі за винятком зон горіння. В доменній печі відновлюються оксиди заліза, марганцю, кремнію,

фосфору, сірки та деяких інших елементів. Головним процесом все ж є відновлення основного компоненту – заліза.

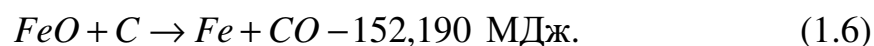
Відновниками в доменній печі є монооксид вуглецю CO, водень H_2 і твердий вуглець C. Монооксид вуглецю утворюється в горні при горінні коксу. Твердий вуглець вноситься у піч коксом і є в будь-якій зоні печі. Водень при звичайному атмосферному дутті утворюється в результаті розкладу невеликої кількості водяної пари, що міститься в повітрі. Але при вдуванні в піч природного газу, що являє собою майже чистий метан CH_4 , він розкладається і вносить значну кількість водню.

Реакції відновлення оксиду заліза (III) оксидом вуглецю (II) описуються наступними рівняннями:



Реакція відновлення оксиду заліза (III), що описується рівнянням (1.3), протікає при порівняно низьких температурах на колошнику і у верхній частині шахти. По мірі опускання агломерату температура і вміст CO в газі підвищуються, що призводить до розвитку реакції (1.4) – відновлення магнетиту до оксиду заліза (II). Подальше опускання матеріалів і підвищення температури призводять до відновлення оксиду заліза (II) монооксидом вуглецю до металічного заліза за реакцією (1.5).

Проте умови відновлення у доменній печі такі, що лише 50-80 % всіх оксидів заліза відновлюється монооксидом вуглецю і воднем. Решта відновлюється твердим вуглецем за рівнянням реакції



Відновлення оксидів газами називається непрямим відновленням, а відновлення твердим вуглецем – прямим відновленням.

Процеси плавлення можна розподілити на процеси утворення чавуну і шлаку. На певному горизонті (у нижній частині шахти) у шматку рудного матеріалу з'являється металічне залізо. Але розплавитись воно не може, оскільки температура плавлення чистого заліза досить висока – 1535°C . Така температура створюється набагато нижче, в області горну. На свіжовідновленому металічному залізі енергійно розчиняється вуглець, що міститься в газі та коксі. Це різко знижує температуру плавлення утвореного сплаву – при вмісті в залізі 4,3 % вуглецю вона складає лише $1130-1135^{\circ}\text{C}$. Отже, металічне залізо, розчиняючи в собі вуглець, перетворюється в чавун, що плавиться. Нижче цього горизонту знаходяться порожня порода руди, вапняк і кокс. Опускаючись нижче, ці матеріали нагріваються до більш високих температур, і на певному рівні порода і флюс розплавляються, утворюючи рідкий шлак. Він струменями стікає в горн і розташовується над шаром чавуну. Горизонт утворення шлаку зазвичай знаходиться на рівні розпару. Нижче горизонту утворення шлаків у твердому стані знаходиться лише кокс, що, опускаючись ще нижче, нагрівається газами до $1500-1600^{\circ}\text{C}$ і, потрапляючи в горн, згорає в струмені дуття.

При сумісному стіканні вниз шлаку і чавуну і їх взаємодії в горні відбувається очищення чавуну від сірки. Після накопичення достатньої кількості чавуну і шлаку їх випускають з печі через чавунну і шлакову льотки.

Головними техніко-економічними показниками роботи доменної печі є продуктивність (маса чавуну, що виробляється за певний проміжок часу) та питома витрата коксу (кількість коксу, необхідна для виплавки 1 т чавуну). Одним із методів зниження витрати коксу є підвищення кількості теплоти, що вноситься в піч з дуттям. Тому постійне підвищення температури дуття є характерною особливістю технічного прогресу доменного виробництва. Економічна доцільність цього заходу пояснюється тим, що дуття нагрівають

у повітронагрівачах, спалюючи більш дешеве паливо (доменний газ, природний газ), а дорогий та дефіцитний кокс економлять та використовують температурний потенціал газів, що відходять з печі. [5, с. 83].

1.2 Конструкція та технологічні особливості доменних повітронагрівачів

Першою людиною, що отримала патент на використання гарячого дуття, став винахідник Джеймс Бом Нілсон, який у 1829 р. за допомогою приладу з V-подібними чавунними трубами здійснив нагрів повітря до 149 °С на заводі Клайд у Шотландії та до 316 °С у 1831р., і значно скоротив витрату вугілля (з 8,06 т до 2,25 т на 1 т чавуну) [6, с. 347, 7, с. 8-9].

Значний ефект від підігріву дуття стримувався доволі низьким тепловим ККД металевих рекуператорів (20 %) і обмеженістю температури нагріву дуття (300-400 °С). Тому у 1857 р. Едуард Каупер застосував повітронагрівач регенеративного типу з тепловим ККД 80-85 %, що дозволив досягнути температури 800-900 °С [8, с. 86, 9]. Завдяки вдосконаленню конструкції повітронагрівачів і покращенню властивостей вогнетривів для їх футеровки на сьогоднішній день досягають температури дуття 1300-1400 °С [10, с. 16, 11]. Підвищення температури дуття стимулюється будівництвом доменних печей великих об'ємів [12], але доцільність її подальшого підвищення є суперечливим моментом [13, с. 150-155, 14-17].

Сучасні повітронагрівачі це складні теплотехнологічні агрегати, основними елементами яких є: камера згоряння, обладнана пальниковим пристроєм; масивна насадка з розвиненою поверхнею нагріву; піднасадковий пристрій; димові і дуттьові клапани й тракти.

На сучасному ринку пропонується три основних типів виконання повітронагрівачів:

- з камерою згоряння, розташованою всередині;

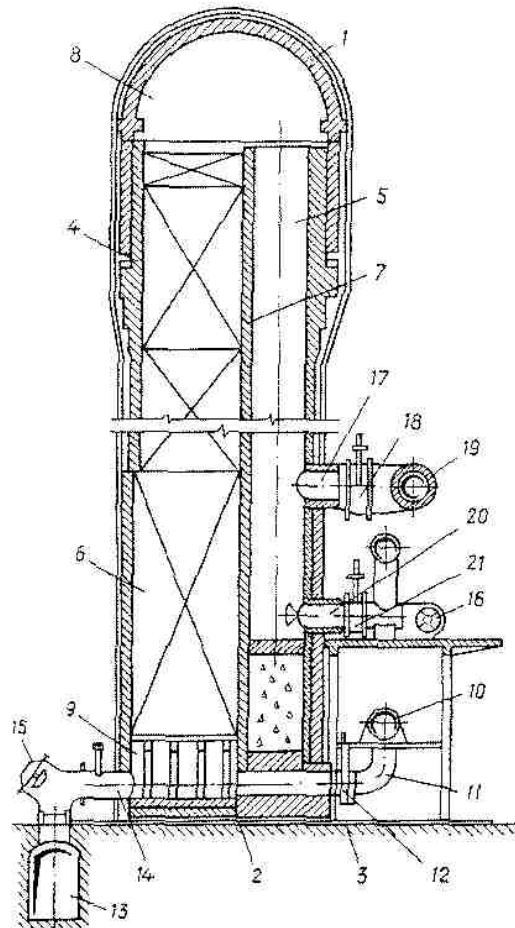
- з камерою згоряння, розташованою ззовні;
- з купольними пальниками /без камери згоряння.

У рамках цих трьох систем існують багаточисельні варіанти, розроблені і запропоновані різноманітними виробниками [18].

В країнах СНД найбільше поширення отримали повітронагрівачі з внутрішньої бічною камерою згоряння [19, с. 6-51]. Вони громіздкі, матеріалоемні і відповідно дорогі. Повітронагрівач даного типу (рис 1.2, [19, с. 7]) являє собою циліндр висотою до 50 м і діаметром 10-11 м, який зверху закритий напівсферичним куполом 1, а знизу – плоским днищем 2, закріпленим у фундаменті 3 анкерами. Кожух виконується зварним із низьколегованих конструкційних сталей 09Г2С або 10Г2С1 товщиною 20-30 мм і добре герметизований. Від впливу високих температур кожух захищає вогнетривка багатошарова кладка. Вона складається з декількох шарів: внутрішній виконується з щільного високовогнетривкого матеріалу, тип якого залежить від температурних зон (динас, муліто-корундові вогнетриви типу МКВ-72, шамот класу А), далі йде теплоізоляційний шар (шамот-легковаг, динас-легковаг) і шар, що компенсує температурне розширення кладки при її розігріві (муліто-кремнеземисті плити).

Повітронагрівачі працюють циклічно. У газовий період при закритих клапанах холодного та гарячого дуття і відкритих клапанах працює пальник і продуктами горіння газу нагрівається насадка, що представляє собою кладку з великою кількістю повздовжніх каналів. Температура верхньої частини насадки досягає 1300-1400 °С, а нижньої 300-400 °С.

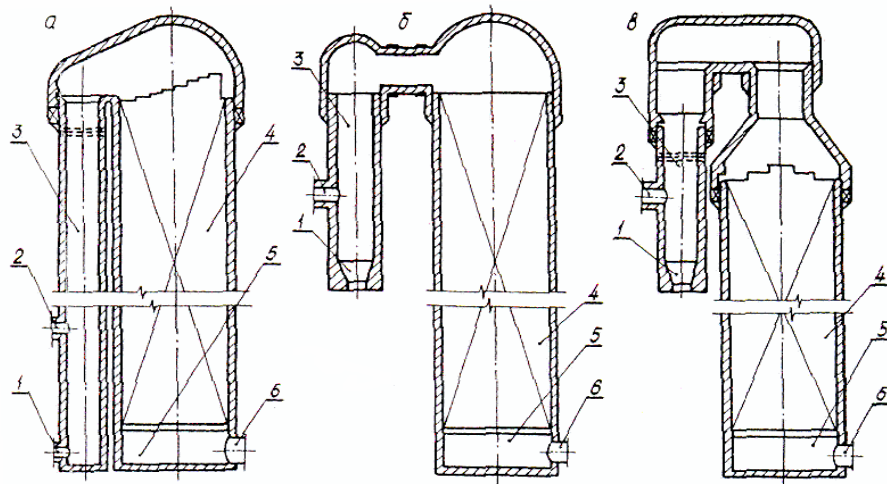
В дуттьовий період при закритих газовому і димовому клапанах і відкритих клапанах холодного та гарячого дуття через насадку проходить та нагрівається доменне дуття під тиском $(3-5) \cdot 10^5$ Па. Для безперервного постачання доменної печі дуттям необхідна наявність мінімум двох повітронагрівачів. Зазвичай для однієї печі будують блок із 3-5 апаратів, що по чергово нагрівають дуття [20, с. 7-35].



1 – купол; 2 – днище; 3 – фундамент; 4 – стіна; 5 – камера згоряння; 6 – камера насадки; 7 – роздільна вертикальна стіна; 8 – підкупольний простір; 9 – піднасадковий простір; 10 – трубопровід холодного дуття; 11 – патрубок холодного дуття; 12 – шибер холодного дуття; 13 – димовий газохід; 14 – димовий патрубок; 15 – димовий клапан; 16 – вентилятор пальника; 17 – штуцер гарячого дуття; 18 – шибер гарячого дуття; 19 – повітропровід гарячого дуття; 20 – газовий пальник; 21 – шибер пальника

Рисунок 1.2 – Загальний вид повітронагрівача з внутрішньою камерою згоряння

Недоліки повітронагрівачів з внутрішньою камерою згоряння, перш за все мала стійкість камери [21-25], призвели до створення повітронагрівачів зі зовнішньою (виносною) камерою згоряння (рис. 1.3) [19, с. 13].



а – конструкція компанії Дідьє (Didier);

б – конструкція компанії Крупп-Копперс (Krupp Koppers);

в – конструкція компанії Мартін і Пагенштехер (M&P);

1 – штуцер пальника; 2 – штуцер гарячого дуття; 3 – камера згоряння;

4 – насадка; 5 – піднасадковий пристрій; 6 – димовий патрубок

Рисунок 1.3 – Варіанти повітрянагрівача з виносною камерою горіння

Ці повітрянагрівачі виконуються з використанням динасового вогнетриву у верхній частині і розраховані на нагрів дуття до 1250-1350 °С при температурі купола до 1600 °С. Такі повітрянагрівачі є більш надійними, але характеризуються підвищеною матеріалоємністю та високими термічними напруженнями у кладці і кожусі купольної частини та з'єднанні з камерою згоряння. Їх конструкція значно складніша і на 25-30 % дорожча. Вони потребують більшої площі, тому здебільшого використовуються при будівництві нових доменних печей [19, с. 14].

Основні недоліки традиційних повітрянагрівачів з внутрішніми і зовнішніми камерами згоряння можуть бути усунені, якщо прибрати саму камеру згоряння (інша її назва – шахта). Повітрянагрівачі без камер згоряння отримали назву безшахтних. Міжремонтний термін служби безшахтного повітрянагрівача визначається не стійкістю камери згоряння, а стійкістю купола, пальникового пристрою, що розташований на ньому, і насадки. Через

відсутність надійних короткофакельних пальникових пристроїв і складності обслуговування розташованих зверху пальникових пристроїв і штуцера гарячого дуття в Європі вони широкого розповсюдження не отримали. Але в останні роки дана концепція підігріву дуття отримала розповсюдження в Росії, Китаї, Індії та Україні – подальшим етапом розвитку безшахтних апаратів став повітронагрівач конструкції Я. П. Калугіна з форкамерою нагорі купола (рис.1.4) [19, с. 15-16, 26-28].

Штуцер гарячого дуття розташований над насадкою на відстані до його осі не менше одного діаметра прохідного перетину штуцера. Це забезпечує гарний розподіл дуття по насадці і збільшує її стійкість. Колектори газу та повітря розташовані між куполом і бічною стінкою футеровки форкамери один над іншим. Сполучені з колекторами газу та повітря вихідні канали виконані у вертикальній бічній стінці футеровки форкамери. При цьому спрямування вихідних каналів безпосередньо у форкамеру з можливістю подачі туди газу і повітря, а також відсутність змішувачів і спалювання газу безпосередньо у форкамері значно зменшує гідравлічний опір повітронагрівача.

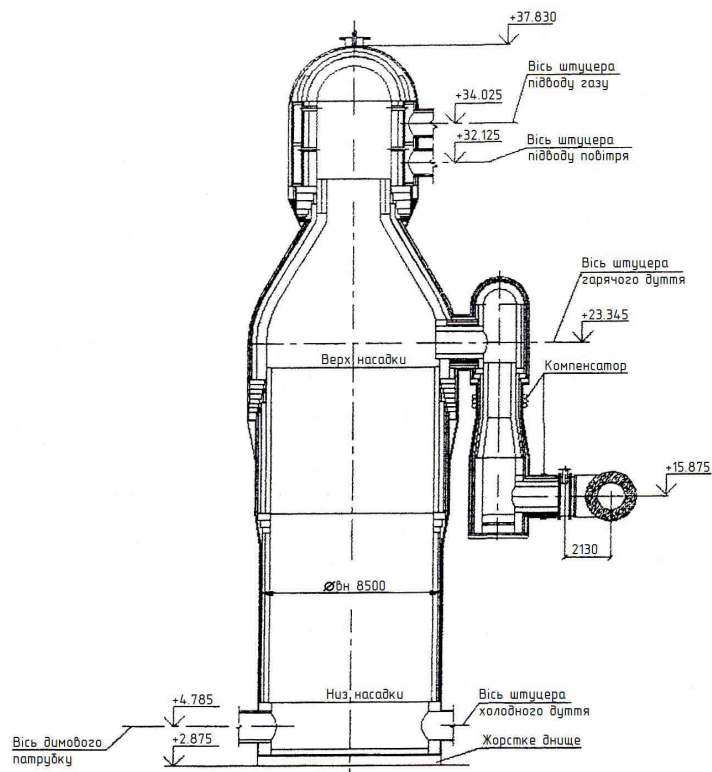


Рисунок 1.4 – Повітронагрівач конструкції Я. П. Калугіна

Спалювання газу відбувається в багатосопловому кільцевому струменево-вихровому пальнику. При цьому осі каналів верхнього ряду з нижнього колектора спрямовані до осі форкамери і зміщені вгору від горизонтальної площини на кут до 30° . Це забезпечує раннє спалахування газу у верхній частині форкамери, збільшує температуру її кладки в місцях виходу каналів в період нагріву. Осі всіх інших каналів розташовані в горизонтальній площині і спрямовані під кутом $15-30^\circ$ до радіусів форкамери, які проходять через центри їх вихідних перетинів. Це зберігає загальне високе закручування потоку, що забезпечує повне вигорання газу до входу в насадку і рівномірний вхід потоку в насадку.

Основними недоліками цих повітронагрівачів є значна висота (висота насадки – 17 м, загальна висота сягає – 34-35 м), складність обслуговування пальника, а також необхідність продувки повітронагрівачів азотом в періоди їх перемикань.

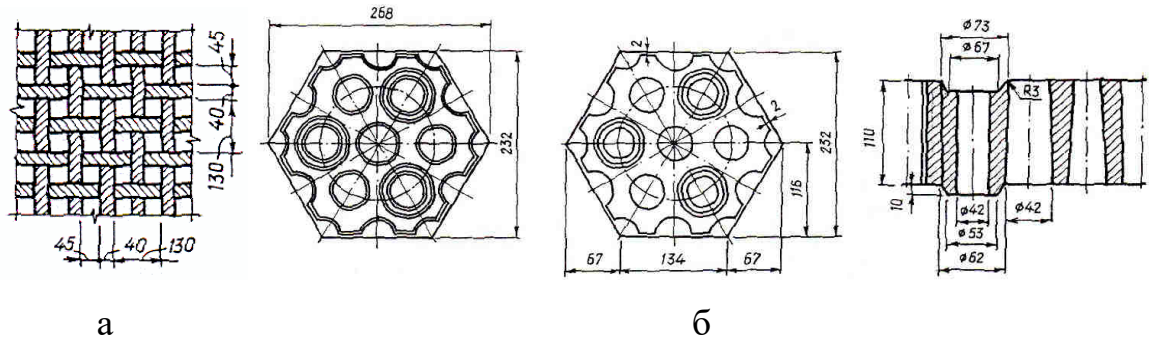
Насадка будь-якого регенератора є основним теплообмінним елементом, вона характеризується наступними основними параметрами: питома поверхня нагріву; відносний «живий» перетин насадки; коефіцієнт заповнення об'єму насадки цеглою; еквівалентна товщина цегли.

Типовими насадками є:

- насадки з цегляними елементами, що утворюють канали;
- насадки блочного типу;
- насадки з насипними елементами;
- комбіновані види насадок.

До нових типів насадок відносяться насадки типу Каупера, виконані з циліндричних елементів; з цегли, покладеної нахлестом; з цеглин з дистанційними виступами на широких гранях; з цеглин з дистанційними виступами на вузьких бокових гранях; з цеглин у формі рівнобедреної трапеції та косого паралелепіпеда; насадки із цеглин з боковими гранями у вигляді трапецій. [29, с. 71-79].

Наразі в доменних повітрянагрівачах здебільшого застосовуються насадки з прямокутної цегли з квадратними чарунками 45х45 мм та з шестигранних блоків з круглими комірками зі середнім діаметром 41 мм (рис. 1.5) [19, с. 27].



а – насадка з прямокутної цегли з квадратними чарунками 45х45 мм;
б – шестигранний насадковий виріб.

Рисунок 1.5 – Насадки доменних повітрянагрівачів

До основних способів підвищення ефективності роботи доменних повітрянагрівачів належать: застосування більш стійких вогнетривких матеріалів [30-40]; використання насадок з більш розвиненою поверхнею нагріву [41-47]; модернізація апаратів [48-63] та покращення режимів їх роботи [64-70]; вдосконалення приладів контролю та управління [71-73], застосування систем утилізації теплоти димових газів з метою підігріву компонентів горіння [74].

1.3 Особливості роботи доменних повітрянагрівачів

Регенеративні теплообмінні апарати є пристроями, в яких теплова взаємодія потоків різного температурного рівня з твердим тілом (насадкою) відбувається послідовно. Під час теплової взаємодії «гарячого» потоку з твердим тілом відбувається безперервне накопичення тепла в насадці, що

виражається в підвищенні температури в ній, як у часі, так і вздовж за напрямком руху «гарячого» теплоносія. У період теплової взаємодії «холодного» потоку з насадкою відбувається безперервне охолодження твердого тіла і нагрівання потоку. Температура нагріву потоку змінюється у часі і в просторі [75, с.107-115].

Разом з тим процес теплообміну в регенераторах, що настає при тривалій їх роботі (квазістаціонарний стан), є процес періодичний, в якому через певні проміжки часу розподіл температур потоків і насадки за довжиною апарату повторюється.

При перемиканні регенератора насадка починає омиватися газом і температура поверхні цегли підвищується спочатку швидко, а зі зменшенням різниці температур – повільніше. Охолодження в період дуття також спочатку відбувається швидко, а потім сповільнюється. В результаті температура в будь-якій точці поверхні насадки при нагріванні змінюється за опуклою кривою, а в період охолодження – за увігнутою. Криволінійно змінюються і температури теплоносіїв біля розглянутої точки поверхні.

У періоди нагріву і охолодження насадки температура її внутрішніх шарів через обмежену теплопровідність матеріалу змінюється менше, ніж температура поверхні. Чим нижчий коефіцієнт теплопровідності матеріалу, тим більша різниця температур внутрішнього шару і поверхні насадки.

Однак внаслідок акумуляції тепла зміна температур в регенераторі відбувається не тільки вздовж поверхні, але і в часі, тобто характеризується не кривими лініями, як в рекуператорі, а смугами, обмеженими лініями початку й кінця відповідного періоду. Чим більший час періоду, тим ширше смуги, так як ширина пропорційна кількості теплоти, акумульованій насадкою. Тому на відносний ККД регенератора істотно впливає тривалість циклу. При збільшенні тривалості періоду нагріву середня теплова потужність спочатку різко зростає, досягає максимального значення і потім повільно знижується. Різкий підйом кривої ККД в області малих значень

тривалості циклу відбувається в результаті значного впливу часу перекидання клапанів на засвоєну потужність. В міру збільшення тривалості циклу вплив періоду перекидання клапанів зменшується, а зростають коливання температур продуктів згоряння в нижній частині насадки, внаслідок чого втрати тепла з димовими газами зростають.

Математичні труднощі спільного розв'язання рівнянь кількості руху (у формі рівнянь Нав'є-Стокса), нерозривності, перенесу теплоти в потоках і твердому тілі з рівняннями стану при заданих крайових умовах обумовлюють введення коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі для поділу гідродинамічної та теплової задач при розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів. Складність вирішення такого завдання стосовно регенеративних теплообмінних апаратів зростає, оскільки процеси переносу енергії (теплоти) в потоках теплоносіїв і в насадці завжди залишаються нестационарними.

Розрахунок регенератора може проводитись за універсальною математичною моделлю або за інтегральною. Перша математична модель переносу енергії в регенеративному апараті описується системою диференційних рівнянь. Методи апроксимації диференційних рівнянь в часткових похідних системами алгебраїчних рівнянь дозволяють знаходити чисельні рішення задачі про розподіл температури в потоках теплоносіїв і в насадці. Але складність таких розрахунків обумовила розробку інтегральних математичних моделей, що базуються на ряді припущень: реальні процеси теплової взаємодії потоків з насадкою, що зсунуті в часі, представляються як суміщенні.

Одним з методів, що рекомендується для розрахунку повітронагрівачів, є метод запропонований Ф. Р. Шкляр, В. М. Малкіним, В. Н. Тимофєєвим [20, с.73-86]. В моделі теплопереносу, що покладена за основу цього методу, врахована масивність насадки, однак прийнято, що коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв постійні за довжиною каналу, а також постійні теплофізичні характеристики насадки.

В даній роботі метою розрахунку є отримання значень температури й витрати димових газів на виході з повітрянагрівача. На практиці їх можна отримати вимірюванням, але при проектуванні нової системи дуття з системою утилізації подібний розрахунок – етап обов'язковий. Крім цього, визначаються динамічні параметри в загальному газоході після блоку повітрянагрівачів [76, 77].

1.4 Теплообмінне обладнання для систем утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів

Для забезпечення температури під куполом в інтервалі 1300-1450 °С теплоти згоряння доменного газу не вистачає, тому його збагачують висококалорійними добавками – природним чи коксовим газом. Додавання природного газу до доменного обмежена його дефіцитом і вартістю. Доцільним виявляється підігрів компонентів горіння в теплообмінниках за рахунок утилізації теплоти димових газів, а якщо цієї теплоти недостатньо – спалювати в них доменний газ [19, с. 343]. Також існують перспективні схеми утилізації теплоти димових газів на основі застосування енергоперетворювальних комплексів з воднем у якості робочого тіла [78].

Крім економії палива і коштів, утилізація теплоти продуктів згоряння забезпечує зменшення негативного впливу металургійної промисловості на оточуюче середовище [79, 80, с. 85, 81, с.71-72]. До можливих варіантів підігріву компонентів горіння відносяться [82, с. 25-27]:

- Підігрів з міркувань безпеки тільки повітря, що йде на нагрівання повітрянагрівачів до 180 °С. При цьому температура газів знижується до 100 °С. Потреба в додаванні висококалорійного газу знижується, але не виключається.

- Підігрів повітря горіння і доменного газу. При цьому можна відмовитися від застосування висококалорійного газу.

- Підігрів повітря горіння і доменного газу і встановлення додаткового рекуператора для нагрівання надлишками доменного газу.

Підігрів компонентів горіння широко застосовується в західній Європі і Японії. Фірмами «Kawasaki Steel Corporation» [19, с. 343-348, 83-84], «Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co.» [85-87], «Nippon Steel Corporation» [88-92], «Sumitomo Metal Industries» [93-94] запатентовано низку способів використання теплоти відхідних газів повітрянагрівачів, а також обладнання для цієї мети. Фірмою «Kobe Steel» (Японія) створена моделююча програма [95], що аналізує всю систему повітропостачання доменної печі. На основі рівнянь енергетичного та матеріального балансів розроблена математична модель системи. Виконано математичний аналіз витрати енергії і розроблена програма моделювання динамічних параметрів нагріву дуття. Застосування даного програмного продукту забезпечує підвищення ККД процесу на 5 %.

На території України системи утилізації вперше були впроваджені на доменній печі № 2 металургійного комбінату «Запоріжсталь», а потім на доменних печах № 3 та № 5 Єнакіївського металургійного заводу. Вони базувались на рекуперативних теплообмінниках для нагріву доменного газу та повітря за рахунок утилізації теплоти відхідних газів повітрянагрівачів, ці системи були спроектовані державним підприємством «Гіпромез» [96, 97]. На доменній печі металургійного комбінату «Запоріжсталь» повітряний теплообмінник через 3,5 року вийшов з ладу через низькотемпературну сірчаноокислотну корозію, це спровокувало вдосконалення систем утилізації в умовах клімату України [98, с. 427-479, 99-100]. В роботі [101] запропоновано систему теплообмінників з підтопкою для досягнення вищої температури під куполом. Удосконалені технічні рішення державного підприємства «Гіпромез» захищені патентами [102-103], їх метою є забезпечення герметичності тракту відведення відхідних газів і уникнення високих витрат, пов'язаних зі спорудженням виносного газоходу на діючих конструкціях, та боротьба зі сірчаноокисlotною корозією.

Також з метою боротьби з сірчаноокисотною корозією науковцями кафедри теплотехніки та екології металургійних печей (ТЕМП) Національної металургійної академії України (НМетАУ) та співробітниками «Гіпромет» створена нова технологія, що полягає у зміні схеми руху потоків димових газів для подачі їх у останні секції теплоутилізаторів з температурою 240-280 °С, що є більшою за температуру точки роси сірчаної кислоти. Крім того, димові гази подаються всередину трубок теплообмінників (а не навпаки), що створює більш сприятливі умови для експлуатації апаратів [104].

У світовій практиці накопичений великий досвід створення та експлуатації різних типів теплообмінників, що використовують теплоту відхідних газів. Для підігріву компонентів горіння застосовують теплообмінники різного типу: регенеративні ротаційні повітрянагрівачі, рекуперативні повітря- і газопідігрівачі (трубчасті, пластинчасті, з проміжним теплоносієм і з тепловими трубами), комбіновані рекуперативно-регенеративні повітрянагрівачі [105, 106, с. 12-67]. Найбільш перспективними показали себе рекуперативні сталеві теплообмінники з оребрених труб, теплообмінники з проміжним теплоносієм і теплообмінники з тепловими трубами [82, с. 80].

1.4.1 Рекуперативні теплообмінники

Рекуперативні повітря- і газопідігрівачі застосовують двох типів: пластинчасті [107, 108] і трубчасті [109].

До переваг рекуператорів відносяться: можливість розподілу на високотемпературну і низькотемпературну секції, відсутність привода. Їх недоліки – складність заміни елементів низькотемпературної секції, схильної до корозії і труднощі очищення поверхні нагріву від пилу [19 с. 347-348, 82, с. 26-27].

У Японії рекуператори встановлені на заводах фірм «Shin Nippon seitetsu» в Хірохаті, Мурохані, «Nippon Kokan» у Огісімі, «Sumitomo Metal

Industries» («Sumitomo Kinzoku Kōgyō Kabushiki-gaisha») в Кокурі і т. д. У Західній Європі рекуператори встановлені на заводах в Німеччині, а також в Австрії на заводі фірми «Voestalpine» в Лінці.

На заводі в Хірохаті рекуператори виготовлені з гофрованих сталевих листів. Після установки рекуператорів КВТ повітронагрівачів збільшився з 75 до 79,3 %. Підігрів повітря дозволив використовувати газову суміш з меншою теплотою згоряння. На заводі в Лінці, щоб уникнути корозії пластин, повітря підігрівають паром до 65 °C у попередньо увімкненому теплообміннику. Рекуператор виконаний з листів товщиною 2,5 мм із проміжком між ними 34,5 мм. Втрата напору по газовій стороні 1050 Па, по повітряній – 410 Па.

На заводі фірми «Nippon Kokan» у Огісімі (Японія) при температурі відхідних газів 250 °C повітря підігрівається до 200 °C. Підігрів повітря дозволив знизити частку коксового газу для підігріву. ККД повітронагрівачів збільшився на 4-5 %, питома витрата коксу в доменній печі за рахунок підвищеної температури дуття зменшилася на 10-12 кг/т, або до 0,4 МДж/т чавуну.

На заводі фірми «Kobe Steel» («Kabushiki-gaisha Kōbe Seikō-sho») в Кокагаве (Японія) за повітронагрівачами доменної печі № 3 були встановлені рекуператори для підігріву повітря горіння і газового палива. Димові гази повітронагрівачів розділяються на два потоки, проходять повітряний і газовий рекуператори і відводяться в димову трубу. Підігріте повітря подається вентилятором у виносну камеру згоряння.

Розробки стосовно систем утилізації на базі рекуперативних теплообмінників в Україні проводяться також [96, 97, 102, 104].

1.4.2 Теплообмінники з проміжним теплоносієм

Перспективними є теплообмінники з проміжним рідким рухомих теплоносієм, в ролі якого використовують воду, масло та інші органічні

теплоносії. Рекуператори складаються з двох груп: одна розташована в середовищі відхідних газів повітронагрівачів, інша – безпосередньо у споживача тепла. До переваг теплообмінників з проміжним теплоносієм відносяться: високий коефіцієнт теплопередачі, компактність, можливість поділу на високотемпературну і низькотемпературну зони, відсутність витоків. Недоліки – складність обслуговування і ремонту, необхідність заходів протипожежної безпеки (при застосуванні горючого проміжного теплоносія) [82, с.27-29, 19, с. 347, 110, 111, с. 21].

Такі апарати отримали велике поширення. Це пов'язано з можливістю встановлювати окремі частини устаткування в різних місцях, що спрощує його розміщення в обмежених умовах.

На заводі фірми «Hoesch AG» в Дортмунді за доменною піччю № 7 були встановлені теплообмінники для підігріву повітря і газу горіння за рахунок тепла відхідних газів. Використовується система «GEA- ECOFLOW» з маслом в ролі проміжного теплоносія. Застосовано спеціальну техніку для розподілу енергії по повітронагрівачам, що нагріваються.

Охолоджувач відхідних газів виконаний зі сталевих оребрених труб, теплообмінник для повітря – зі сталевих оребрених труб в оцинкованому виконанні, труба еліптична. Теплообмінник для доменного газу – зі сталевих оребрених труб у зварному виконанні зі спеціальним розташуванням ребер для проведення очистки поверхні теплообміну. Термін окупності менше 2-х років.

У Японії такі теплообмінники встановлені на декількох заводах фірми «Shin Nippon seitetsu» (у Кіміцу, Оіті). Система утилізації теплоти на заводі в м. Кіміцу (Японія) призвела до вивільнення висококалорійних добавок. У Німеччині теплообмінники встановлені на заводі «Gutehoffnungshütte-Sterkrade» в Оберхаузені-Штеркграді, де газ і повітря підігрівують до 190 °С, у Франції на – заводі в Ромба в 1981 р. Пізніше, починаючи з 90 рр. минулого століття і по теперішній час, поставку апаратів здійснювала німецька фірма «GEA», що спеціалізується на проектуванні та постачанні таких типів

теплообмінників для більшості доменних печей Німеччини, Англії, Бразилії і т. д.

Групи рекуператорів в Ромба і Кіміцу були виготовлені зі сталевих труб з чавунними ребрами. Поверхня нагріву першої групи 2400 м^2 , другої – 2000 м^2 .

На заводі в Оіті рекуператор був виготовлений з алюмінієвих труб. Проміжним теплоносієм слугувала рідина спеціального складу. В результаті підігріву компонентів горіння ККД повітронагрівачів збільшили на 5 %, а теплоту згоряння газової суміші зменшили з 4400 до 4000 кДж/м³.

Фірма «Hoesch Stahl» також використала установку з утилізації тепла димових газів повітронагрівачів для доменної печі № 7, що включила систему теплообмінників з маслом в ролі проміжного теплоносія. У димоході перед димарем встановлено один теплообмінник для відбору тепла від відхідних газів. Перед кожним з 3-х повітронагрівачів доменної печі встановлено по два теплообмінника для підігріву повітря горіння і суміші газів, що йдуть на опалення повітронагрівачів. Особливістю установки стала теплоізоляція трубопроводу повітря горіння, яка призвела до збільшення температури повітря горіння і відхідних газів на величину близько 30°C і використанню тепла з 8,0 ГДж/год до 26,0 ГДж/год.

1.4.3 Теплообмінники на теплових трубах

Теплові труби – це герметичні сталеві труби, усередині яких під вакуумом знаходиться спеціально підготовлена робоча рідина [82, с. 29-30, 86-87].

Переваги повітронагрівачів на теплових трубах – висока виробнича надійність, невеликі втрати тиску. Оскільки теплообмінні поверхні доменного газу і димових газів розділені, вони можуть бути окремо пристосовані до будь-яких умов.

Рекуператори з тепловими трубами мають наступні переваги:

- компактність, внаслідок високого коефіцієнта теплопередачі;
- можливість поділу рекуператора на групи високо- і низькотемпературні;
- відсутність витоків середовищ, що гріє та нагрівається;
- відсутність приводних механізмів, простота обслуговування;
- мінімальна витрата енергії.

На заводі фірми «Nippon Kokan» у Фукуямі (Японія) за повітронагрівачами доменної печі № 3 в квітня 1982 р. встановлено рекуператори з тепловими трубами для підігріву повітря горіння. У цих теплообмінниках були вперше застосовані теплові труби у чорній металургії. У теплових трубах пара знаходиться в насиченому стані. Перенесення тепла відбувається за рахунок випаровування води у високотемпературній зоні і конденсації в низькотемпературній зоні. Рух пари відбувається за рахунок різниці тисків у зоні випаровування і конденсації.

На заводі у Фукуямі теплообмінники зібрані з теплових труб, розділені на дві групи – одна в газозоді відхідних газів, інша – в каналі повітря горіння. Рекуператор розрахований на тиск 3,3 МПа і температуру 240 °С і виконаний за нормами для посудин (сосудів), що працюють під тиском. Робоче середовище – вода. Теплові труби виконано зі сталі, вони мають оребрення з вуглецевої сталі у високотемпературній зоні і з алюмінієвого сплаву – в низькотемпературній. У високотемпературній зоні розташовано 828 труб зі зовнішнім діаметром 50,8 мм, в низькотемпературній – 936 діаметром 38,1 мм, товщина стінок – 2,3 мм. Теплова потужність установки 13,47 МДж/год, тепловий ККД 77 %.

У Державному підприємстві «Український науково-технічний центр металургійної промисловості «Енергосталь» в різні роки були також спроектовані такі установки для ряду доменних цехів.

Для поліпшення теплообміну на поверхні труб наноситься гвинтоподібне оребрення за допомогою високочастотної спірально-шовної зварної технології. У зоні проходу димових газів відбувається скипання

теплопередавальної рідини, а в зоні нагріву газу або повітря відбувається її конденсація. Оскільки коефіцієнти тепловіддачі при кипінні і конденсації високі, то загальний коефіцієнт теплопередачі в тепловій трубі також значний, що забезпечує її ефективність. Установка для підігріву компонентів горіння на основі теплових труб була змонтована на доменній печі «В» фірми «Krupp Mannesmann» в липні 1995 р. в Дуйсбурзі.

В даний час ЗАТ «Калугін» також проводить проектування і впровадження теплоутилізаційних установок такого типу. На діючих блоках повітрянагрівачів в Індії та Україні, спроектованих фірмою ЗАТ «Калугін», застосовуються системи утилізації тепла димових газів на трубчастих рекуператорах.

У Росії перша система утилізації тепла димових газів повітрянагрівачів конструкції ЗАТ «Калугін» введена в експлуатацію в 2005 р. на доменній печі № 4 ВАТ «Сєвєрсталь» об'ємом 2700 м³ (м. Череповець Вологодської області). Підігрівачі в цій системі виконано з теплових труб (термосифонів). Нині всі доменні печі, що реконструюються під час капремонтів 1-го розряду, обладнуються комплексами підігріву компонентів горіння. До таких об'єктів відносяться: реконструйована і пущена в експлуатацію на початку 2010 р. доменна піч № 5 на «Новолипецькому металургійному комбінаті» у м. Липецьку.

Ефективність удосконалення систем високотемпературного доменного дуття за рахунок рекуперації тепла в теплообміннику на теплових трубах обґрунтована в роботі [112].

1.4.4. Регенеративні теплообмінники

Регенеративні теплообмінники використовуються двох типів: ротаційні і шахтні. У зв'язку з недостатньою газоцільністю їх застосовують тільки для

підігріву повітря горіння. Ротаційні теплообмінники виготовляють з гладких або гофрованих листів товщиною від 0,5 до 2 мм, зібраних у вигляді циліндричного пакету. У них поперемінно циркулюють гази, що нагрівають листи, і повітря, що відбирає теплоту. Перевагами ротаційних теплообмінників є компактність, висока стійкість до корозії, зручність замін при ремонті, простота очищення від пилу. До недоліків слід віднести великі (до 15 %) втрати повітря, перетікання між газовою і повітряною порожнинами, що вимагають збільшення потужності вентиляторів, необхідність теплоізоляції корпусів, що мають великі розміри. Широке поширення ротаційні теплообмінники отримали в Японії, де вони були встановлені на заводі фірми «Kawasaki Steel Corporation» в Тібі та фірми «Shin Nippon seitetsu» в Сакаї [82, с. 25-26, 19, с. 346-347, 113].

На заводі фірми «Koninklijke Nederlandsche Hoogovens en Staalfabrieken» (Нідерланди) для підігріву повітря горіння використовувалися теплообмінники з нерухомою поверхнею нагріву і обертовим ротором для холодного повітря. Діаметр нерухомої частини теплообмінника – 8 м, висота – 1,6 м. Обертовий регенератор був пущений в експлуатацію в 1984 р.

Повітронагрівачі шахтного типу аналогічні за конструкцією доменним повітронагрівачам. Повітронагрівачі цього типу споруджені фірмою «Krupp-Koppers», Німеччина, на заводі фірми «Voestalpine» в Донавіці, Австрія [114]. Повітронагрівачі розраховані на нагрівання дуття в обсязі 100-120 тис. м³/год до 1300-1350 °С. Для досягнення температури під куполом доменного повітронагрівача 1500-1550 °С повітря горіння буде підігріватися в шахтних повітронагрівачах до 900 °С, що дозволить обігрівати їх тільки доменним газом. Проектний ККД повітронагрівачів – 90 %.

1.4.5 Теплообмінники з оребреними трубами

Перспективними моделями теплообмінників для утилізації тепла відхідних газів доменних повітрянагрівачів являються рекуперативні сталеві теплообмінники з оребрених труб, теплообмінники з проміжним теплоносієм і теплообмінники з теплових труб. У всіх випадках для інтенсифікації теплообміну з зовнішньої, газової, сторони застосовуються ребра. Математично гранична умова доцільності подальшого збільшення висоти ребра обмежується умовою [82, с. 81-84]

$$\frac{dQ}{dh_p} = 0, \quad (1.7)$$

де Q – тепловий потік, Вт,

h_p – висота ребра, мм.

Однак для практичних розрахунків вважається доцільним вдаватися до оребрення за умови

$$\frac{2\lambda_m}{\alpha_k \delta} > 5, \quad (1.8)$$

де $\lambda_m, \alpha_k, \delta$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби, коефіцієнт конвективної тепловіддачі з газової сторони і товщина стінки труби відповідно.

Великий досвід у проектуванні і виготовленні теплообмінників для підігріву компонентів горіння повітрянагрівачів накопичила спеціалізована німецька фірма «GEA». Найчастіше в теплообмінниках цієї фірми використовувалися еліптичні оребрені сталеві труби, які для захисту від вологи при досягненні точки роси покривалися спеціальним вологостійким лаком. У теплообмінниках для утилізації тепла відхідних газів

повітронагрівачів використовувалися сталеві круглі труби зі сталевими ребрами з шаховим розташуванням.

При даній конфігурації теплообмінників для випадку перехресної течії в трубках рухається спеціальний склад – «Транскаль», між трубками – чи відхідні гази, чи повітря горіння або доменний газ комплексу опалення повітронагрівачів. Зовнішній діаметр труби становить 25,4 мм, зовнішній діаметр ребер – 51,0 мм, товщина стінки труби – 2,0 мм, гідравлічний діаметр – 21,0 мм, відстань між осями трубок – 67 мм. Швидкість газів в міжтрубному просторі – від 3-6 м/с, рідини в трубах – приблизно більше на 1 м/с. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до труб – 60-80 Вт/(м²·К), коефіцієнт тепловіддачі до проміжного теплоносія – 1000-1600 Вт/(м²·К). Ефективний коефіцієнт теплопередачі – 30-40 Вт/(м²·К). Втрати тиску в теплообмінниках по газовій стороні не більше 90 мм вод. ст., по стороні проміжного теплоносія – до 5 атм, при номінальному тиску після насоса 12 атм.

1.5 Оцінка ефективності підігріву компонентів горіння доменних повітронагрівачів

З метою визначення ефективності роботи системи утилізації та надання рекомендацій з її удосконалення складають тепловий баланс системи та визначають її КВТ. Алгоритм розрахунків залежить від конфігурації системи утилізації теплоти та теплообмінників, задіяних в процесі утилізації. В роботі [19, с. 250-256] надається алгоритм розрахунків для утилізаційної системи, що складається з гладкотрубних рекуператорів для підігріву доменного газу та повітря горіння.

Вихідними даними для розрахунків є:

- $t'_{\text{ПОВ}}, t'_{\text{ПАЛ}}$ – температури повітря і палива, що входять в систему утилізації теплоти, °С;

- $t''_{ПОВ}, t''_{ПАЛ}$ – температури підігріву повітря і палива в системі утилізації теплоти, °С;

- $V_{ПОВ}$ – витрата повітря горіння загальна, м³/с;

- $V_{ПАЛ}$ – витрата палива загальна, м³/с;

- $t'_{ГАЗ}$ – температура димових газів перед теплообмінниками системи утилізації, °С;

- $t''_{ГАЗ.Г}, t''_{ГАЗ.П}$ – температури димових газів після газового і повітряного теплообмінників системи утилізації, °С;

Для розрахунку балансу теплоти системи утилізації необхідно знати витрати в паралельних гілках: $V_{ГАЗ.Г}$ – гілці газового теплообмінника, $V_{ГАЗ.П}$ – гілці повітряного теплообмінника.

КВТ системи утилізації визначається за формулою

$$КВТ_{СИС} = \frac{Q_{ЗАСВ}}{Q_{ЗАГ}} = \frac{Q_{ПОВ} + Q_{ПАЛ}}{Q_{ПРИХ}}. \quad (1.9)$$

де $Q_{ПОВ}$ – теплота, засвоєна повітрям, кВт;

$Q_{ПАЛ}$ – теплота засвоєна паливом, кВт;

$Q_{ПРИХ}$ – прихід теплоти, кВт.

$$\begin{aligned} Q_{ПОВ} &= V_{ПОВ} \cdot (c_0^{t'_{ПОВ}} \cdot t''_{ПОВ} - c_0^{t'_{ПОВ}} \cdot t'_{ПОВ}) = \\ &= \xi_1 \cdot V_{ГАЗ.П} \cdot (c_0^{t'_{ГАЗ}} \cdot t'_{ГАЗ} - c_0^{t'_{ГАЗ.П}} \cdot t''_{ГАЗ.П}), \end{aligned} \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} Q_{ПАЛ} &= V_{ПАЛ} \cdot (c_0^{t'_{ПАЛ}} \cdot t''_{ПАЛ} - c_0^{t'_{ПАЛ}} \cdot t'_{ПАЛ}) = \\ &= \xi_2 \cdot V_{ГАЗ.Г} \cdot (c_0^{t'_{ГАЗ}} \cdot t'_{ГАЗ} - c_0^{t'_{ГАЗ.Г}} \cdot t''_{ГАЗ.Г}), \end{aligned} \quad (1.11)$$

$$Q_{ПРИХ} = Q_{ГАЗ} + Q'_{ПОВ} + Q'_{ПАЛ}, \quad (1.12)$$

де $Q_{ГАЗ} = V_{ГАЗ} \cdot c_0^{t'_{ГАЗ}} \cdot t'_{ГАЗ}$ – теплота димових газів, що відходять після повітрянагрівача, кВт;

$Q'_{ПОВ} = V_{ПОВ} \cdot c_0^{t'_{ПОВ}} \cdot t'_{ПОВ}$ – теплота з холодним повітрям горіння, кВт;

$Q'_{ПАЛ} = V_{ПАЛ} \cdot c_0^{t'_{ПАЛ}} \cdot t'_{ПАЛ}$ – теплота з холодним доменним газом, кВт;

1.6 Висновки по Розділу 1 та опис завдань дослідження

У ході аналізу джерел інформації з'ясовано:

- для підвищення ефективності роботи доменної печі повітря, що бере участь у доменному процесі, підігрівається у доменних повітрянагрівачах;
- доменні повітрянагрівачі є апаратами регенеративного типу. Основні типи їх конструкції: з внутрішньою камерою згоряння, зовнішньою камерою згоряння, безшахтні (без камери згоряння);
- гази, що відходять з доменних повітрянагрівачів, мають досить високу температуру, 100-400 °С, і їх теплота може бути корисно використана [76-78];
- практика впровадження систем утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів розпочалась ще в 70-80 рр. минулого сторіччя і носить всесвітній характер (Японія, Індія, Росія, Німеччина, Нідерланди і т. д.);
- в Україні системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів впроваджено лише на трьох доменних печах (№ 2 металургійного комбінату «Запоріжсталь», № 3 та № 5 Єнакіївського металургійного заводу);
- як утилізатори можуть бути застосовані: рекуператори, регенератори, теплообмінники на теплових трубах та з проміжним теплоносієм;
- вагомий внесок у розв'язання проблеми підвищення ефективності систем високотемпературного нагріву дуття доменного виробництва зробили

відомі вчені Гольдфарб Е. М., Флейшман Ю. М., Советкін В. Л., Шкляр Ф. Р., Малкін В. М., Каштанова С. П., Калугін Я. П., Бянкін І. Г., Соломєнцев С. Л., Грес Л. П., Каракаш Є. О., Карпенко С. А., Міленіна О. Є. та ін.

Виходячи з проведеного аналізу джерел інформації щодо підвищення ефективності роботи систем високотемпературного нагріву доменного дуття, на базі ретельного огляду суті проблеми сформульовано **мету** роботи – підвищення ефективності систем високотемпературного доменного дуття, напрям – застосування системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів з метою підігріву їх компонентів горіння, що базуються на використанні гладкотрубних рекуперативних теплообмінників, які мають найбільш просту конструкцію і є найдешевшими.

Для реалізації поставленої мети, поставлені такі завдання:

1. Визначення динамічних параметрів димових газів блоку доменних повітрянагрівачів, а саме – визначення температури і витрати димових газів в загальному газоході після блоку доменних повітрянагрівачів.

Завдання передбачає опрацювати вихідні дані (параметри системи високотемпературного нагріву дуття, склад палива): розрахувати процес горіння палива; визначити калориметричну температуру під куполом повітрянагрівачів; розрахувати частку коксового газу, при додаванні якої забезпечується температура під куполом; отримати значення витрати і температури димових газів спочатку для одного повітрянагрівача, а потім у загальному газоході для блоку повітрянагрівачів. При цьому треба застосувати дискретну скінченно-різницеvu модель розрахунку повітрянагрівачів.

2. Встановлення взаємозалежності необхідних температур підігріву повітря горіння та частки коксового газу в паливі.

Передбачено, опираючись на моделювання процесу горіння палива, розрахувати необхідні температури підігріву компоненті горіння, при яких

проектна температура під куполом повітронагрівачів буде дотримуватись, а частка коксового газу буде зменшена.

3. Одержання функціональних залежності теплофізичних параметрів компонентів палива, димових газів та повітря від температури та тиску для зручності розрахунків на ЕОМ.

Передбачено теплофізичні параметри, наведені в таблицях, представити у функціональному виді.

4. Удосконалення математичної моделі, методу та засобів розрахунку теплообмінного обладнання системи утилізації.

Передбачено застосувати удосконалений метод розрахунку рекуператорів-утилізаторів, за якого поверхня теплообміну поділяється на елементи, кожен з яких розраховується *P-NTU*-методом та реалізувати модель у вигляді програмного продукту.

5. Синтез та аналіз схем систем утилізації, що базуються на використанні рекуператорів.

Передбачено розглянути декілька схем систем утилізації та провести їх порівняльний аналіз.

6. Побудова температурних діаграм поверхні теплообміну та виявлення недоліків та «вузьких» місць в теплообмінниках при їх експлуатації.

На основі отриманих результатів розрахунку рекуператорів передбачено побудову температурних діаграм поверхні теплообміну для теплоносіїв та різниці температур між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки для виявлення можливих зон випадіння вологи.

7. Оцінка ефективності роботи систем утилізації, їх порівняльний аналіз.

Передбачено оцінити ефективність систем утилізації та розрахувати обсяги щорічної економії коксового газу при умові застосування утилізації теплоти димових газів, виявити найбільш ефективну схему системи утилізації теплоти.

2 МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ

У першому розділі розглянуто теплообмінне обладнання, що застосовується у ролі утилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів. Було розглянуто особливості конструкції та роботи доменних повітрянагрівачів.

Встановлено, що розповсюдженими апаратами для утилізації теплоти продуктів згоряння доменних повітрянагрівачів є рекуператори [98, с. 112-113].

Метою даного розділу є: опис математичної моделі та методу розрахунку доменних повітрянагрівачів, огляд популярних методів розрахунку рекуператорів та розробка удосконаленого методу, що пропонується для розрахунку рекуператорів-утилізаторів теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів.

2.1 Математична модель та метод розрахунку доменного повітрянагрівача

Математичне формулювання систем протиточного регенеративного теплообміну проводиться за методикою, де приймаються наступні припущення, що спрощують систему рівнянь, але не спотворюють фізичної суті процесу [20, с. 73-80]:

- насадка має форму однорозмірного тіла (пласкої плити товщиною $2R$, циліндра чи кулі з радіусом R);

- процеси теплопровідності розглядаються тільки за напрямком, перпендикулярному поверхні нагріву;

- температура газу залежить лише від повздовжньої координати y . Зміною температури газових середовищ за часом в даній точці насадки, тобто локальною зміною $\left(\frac{\partial T}{\partial \tau}\right)$, можна знехтувати, оскільки конвективна складова $W\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)$ значно більше;

- вплив перекидання клапанів в момент зміни напрямів газового потоку також не враховується у зв'язку з тим, що тепловміст газу, що знаходиться в насадці, відносно малий. З урахуванням вказаних припущень система диференціальних рівнянь матиме вид:

- рівняння теплопровідності в матеріалі насадки в період нагріву ($j = 1$) та охолодження ($j = 2$)

$$c_{\kappa\psi} \rho_{\kappa\psi} R^2 \left(\frac{\partial t_{j,\kappa\psi}}{\partial \tau} \right) = X^{-(\nu+1)} \frac{\partial \left(\lambda_{\kappa\psi} X^{(\nu+1)} \frac{\partial t_{j,\kappa\psi}}{\partial X} \right)}{\partial X}, \quad (2.1)$$

де ν – коефіцієнт форми (для пластини $\nu = -1$, для циліндру $\nu = 0$, для кулі $\nu = +1$).

- умова теплообміну на межі дотику газ-насадка

$$\frac{\partial t_{1,\kappa\psi}}{\partial X} \Big|_{X=1} = Bi_1 (T - t_{1,\kappa\psi}) \Big|_{X=1}, \quad T = T(\tau, y); \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial t_{2,\kappa\psi}}{\partial X} \Big|_{X=1} = Bi_2 (T - t_{2,\kappa\psi}) \Big|_{X=1}, \quad t = t(\tau, y); \quad (2.3)$$

- умова симетрії температурного поля в насадці

$$\frac{\partial t_{j,\kappa\eta}}{\partial X}\bigg|_{X=0} = 0, \quad j=1,2; \quad (2.4)$$

- умова балансу тепла газів

$$-W_1 \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right) = \alpha_1 P (T - t_{1,\kappa\eta}) \bigg|_{X=1}; \quad (2.5)$$

$$-W_2 \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right) = \alpha_2 P (T - t_{2,\kappa\eta}) \bigg|_{X=1}; \quad (2.6)$$

- умова на вході газу в насадку

$$T_{y=0} = T'(\tau); \quad (2.7)$$

$$t|_{y=L_0} = t(\tau); \quad (2.8)$$

- умова періодичності процесу (початкова умова для температури насадки)

$$t_{1,\kappa\eta}(\tau = \tau_1) = t_{2,\kappa\eta}(\tau = 0); \quad (2.9)$$

$$t_{1,\kappa\eta}(\tau = 0) = t_{2,\kappa\eta}(\tau = \tau_2). \quad (2.10)$$

Система рівнянь, що описують теплообмін в регенеративному повітрянагрівачі у квазістаціонарному стані з урахуванням коефіцієнту масивності m_j , що залежить в загальному випадку від тривалості періодів, у безрозмірних змінних

$$\left(\frac{1}{\tau_j} \right) \left(\frac{\partial \vartheta_j}{\partial \tau} \right) = P_j - \vartheta_j; \quad \vartheta_j = \vartheta_j(\bar{\tau}, \bar{H}); \quad 0 \leq \bar{\tau} < 1; \quad j=1,2; \quad (2.11)$$

$$\left[\frac{(-1)^j}{\overline{H}_j} \right] \frac{\partial P_j}{\partial \overline{H}} = P_j - \vartheta_j; P_j = P_j(\overline{\tau}, \overline{H}); 0 \leq \overline{H} \leq 1; j = 1, 2. \quad (2.12)$$

Умови на вході

$$P_1|_{\overline{H}=0} = \varphi_1(\overline{\tau}), \quad (2.13)$$

$$P_2|_{\overline{H}=1} = \varphi_2(\overline{\tau}). \quad (2.14)$$

Умови періодичності

$$\vartheta_1(\overline{H})\Big|_{\overline{\tau}=0} = \vartheta_2(\overline{H})\Big|_{\overline{\tau}=1}; \quad \vartheta_1(\overline{H})\Big|_{\overline{\tau}=1} = \vartheta_2(\overline{H})\Big|_{\overline{\tau}=0}. \quad (2.15)$$

Тут введені позначення

$$\overline{H}_j = \frac{(\alpha_j H_0)}{W_j m_j}; \quad \overline{\tau}_j = \frac{(\alpha_j \tau_j)}{(m_j \rho_{\kappa\chi} c_{\kappa\chi} R_{\vartheta})}, \quad (2.16)$$

де: $R_{\vartheta} = \frac{v_{\kappa}}{H'}$;

безрозмірний час

$$\overline{\tau} = \frac{\tau}{\tau_1} \quad \text{або} \quad \overline{\tau} = \frac{\tau}{\tau_2}; \quad (2.17)$$

безрозмірна поверхня

$$\overline{H} = \frac{H}{H_0}; \quad (2.18)$$

і безрозмірні температури

$$P_1 = \frac{T - t'_{\min}}{T'_{\max} - t'_{\min}}; P_2 = \frac{t - t'_{\min}}{T'_{\max} - t'_{\min}}; \vartheta = \frac{t_{j, \kappa\varphi} - t'_{\min}}{T'_{\max} - t'_{\min}}, \quad (2.19)$$

де $T'_{\max}$ – максимальне значення температури димових газів на вході (при $\overline{H} = 0$),

$t'_{\min}$ – мінімальне значення температури повітря на вході (при $\overline{H} = 1$).

Коефіцієнт масивності насадки для пластини розраховується за співвідношенням

$$m_j = 1 + \Phi Bi_j, \quad (2.20)$$

де

$$\Phi = \frac{1}{3} - \left(\frac{1}{45} \right) \left(\frac{1}{Fo_1} + \frac{1}{Fo_2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{(\pi n)^4} \cdot \left(\frac{1}{Fo_1} + \frac{1}{Fo_2} \right) \times \\ \times \frac{\exp(-\pi^2 n^2 Fo_1) + \exp(-\pi^2 n^2 Fo_2) + 2 \exp[-\pi^2 n^2 (Fo_1 + Fo_2)]}{1 - \exp[-\pi^2 n^2 (Fo_1 + Fo_2)]}. \quad (2.21)$$

При $Fo > 1,5$ значення $\Phi = 1/3$.

В загальному випадку для одновірних тіл $Fo > 1,5$ $m_j = 1 + \frac{Bi_j}{\nu + 4}$.

Для розв'язання даної задачі використовується чисельний метод скінченних різниць, що дозволяє врахувати залежність коефіцієнтів тепловіддачі й властивостей матеріалів й газових середовищ від часу та висоти насадки (різні зони насадки), а також від температури.

Схема скінченно-різницевого поділу насадки за довжиною поверхні нагріву представлена на рис. 2.1 [20, с. 78].

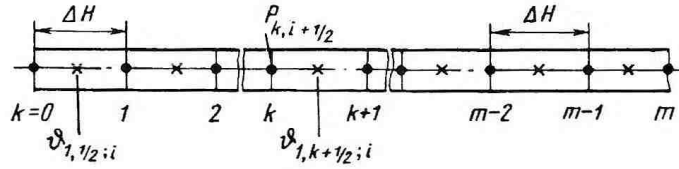


Рисунок 2.1 – Скінченно-різницева схема поділу
поверхні нагріву за довжиною

Вся насадка за висотою поділяється на m ділянок з однаковою протяжністю (за поверхнею). Час газового періоду поділяється на n_1 , а час періоду дуття – на n_2 рівних частин. Тоді неперервні параметри стануть дискретними

$$\Delta H = \frac{1}{m}; \bar{H}_k = k\Delta H; k = 0, 1, \dots, m;$$

$$\Delta \tau = \frac{1}{n_j}; \bar{\tau}_j = i\Delta \tau; i = 0, 1, \dots, n_j \quad (j = 1, 2).$$

Температура насадки розглядається в момент часу $\bar{\tau}_i$, але приймається середньою для ділянки насадки ΔH ; температура димових газів (повітря), навпаки, задається у вузлах $\bar{H}_k$ по насадці, але середньою за часом у відповідний інтервал $\Delta \tau$. Температури між цими значеннями в залежності від обох змінних ($\bar{\tau}$ та $\bar{H}$) змінюються лінійно.

Для газового періоду з рівнянь 2.11, 2.12

$$\frac{\left(\bar{\tau}_{1, k+\frac{1}{2}, i+\frac{1}{2}}\right)^{-1} \left(\vartheta_{1, k+\frac{1}{2}, i+\frac{1}{2}} - \vartheta_{1, k+\frac{1}{2}, i} \right)}{\Delta \tau} = \frac{\left(P_{1, k, i+\frac{1}{2}} + P_{1, k+1, i+\frac{1}{2}} \right)}{2} - \frac{\left(\vartheta_{1, k+\frac{1}{2}, i+1} + \vartheta_{1, k+\frac{1}{2}, i} \right)}{2}, \quad (2.22)$$

$$\frac{-\left(\bar{H}_{1, k+\frac{1}{2}, i+\frac{1}{2}}\right)^{-1} \left(P_{1, k+1, i+\frac{1}{2}} - P_{1, k, i+\frac{1}{2}} \right)}{\Delta H} = \frac{\left(P_{1, k, i+\frac{1}{2}} + P_{1, k+1, i+\frac{1}{2}} \right)}{2} - \frac{\left(\vartheta_{1, k+1, i+1} + \vartheta_{1, k+\frac{1}{2}, i} \right)}{2}, \quad (2.23)$$

де $\vartheta_{1,k+\frac{1}{2},i}$ – середня на ділянці $\bar{H}_k \div \bar{H}_{k+1}$ температура насадки в момент часу

$\bar{\tau}_i$;

$P_{1,k,i+\frac{1}{2}}$ – середня за інтервал часу $\bar{\tau}_i + \bar{\tau}_{i+1}$ температура газу в точці насадки

$\bar{H}_k$;

$\bar{\tau}_{1,k+\frac{1}{2},i+\frac{1}{2}}$ та $\bar{H}_{1,k+\frac{1}{2},i+\frac{1}{2}}$ – значення відповідних параметрів, середні за інтервал

часу $\bar{\tau}_i \div \bar{\tau}_{i+1}$ на ділянці $\bar{H}_k \div \bar{H}_{k+1}$.

Якщо написати співвідношення (2.22) і (2.23) для інтервалу часу $\bar{\tau}_i \div \bar{\tau}_{i+1}$ для ділянок $\bar{H}_k \div \bar{H}_{k+1}$ і $\bar{H}_{k+1} \div \bar{H}_{k+2}$ і виключити з цих співвідношень температури газу P_1 , то отримаємо

$$\vartheta_{1,k+\frac{3}{2},i+1} = A_{1,k,i} \vartheta_{1,k+\frac{3}{2},i} + A_{2,k,i} \vartheta_{1,k+\frac{1}{2},i+1} + A_{3,k,i} \vartheta_{1,k+\frac{1}{2},i}, \quad (2.24)$$

де

$$\left. \begin{aligned} A_{1,k,i} &= \frac{2 + \Delta\eta_{1,k+1,i} - \Delta\xi_{1,k+1,i}}{2 + \Delta\eta_{1,k+1,i} + \Delta\xi_{1,k+1,i}}, \\ A_{2,k,i} &= \frac{2 - \Delta\eta_{1,k,i} + \Delta\xi_{1,k,i}}{2 + \Delta\eta_{1,k+1,i} + \Delta\xi_{1,k+1,i}} \cdot \frac{\Delta\xi_{1,k+1,i}}{\Delta\xi_{1,k,i}}, \\ A_{3,k,i} &= \frac{-2 + \Delta\eta_{1,k,i} + \Delta\xi_{1,k,i}}{2 + \Delta\eta_{1,k+1,i} + \Delta\xi_{1,k+1,i}} \cdot \frac{\Delta\xi_{1,k+1,i}}{\Delta\xi_{1,k,i}}. \end{aligned} \right\}, \quad (2.25)$$

$$\Delta\xi_{1,k,i} = \bar{\tau}_{1,k+\frac{1}{2},i+\frac{1}{2}} \cdot \Delta\tau = \frac{\bar{\tau}_{1,k+\frac{1}{2},i+\frac{1}{2}}}{n_1}; \quad \Delta\eta_{1,k,i} = \frac{\bar{H}_{1,k+\frac{1}{2},i+\frac{1}{2}}}{m}. \quad (2.26)$$

У випадку незмінності $\bar{\tau}_1$ і $\bar{H}_1$ коефіцієнти $A_{k,i}$ спрощуються й приймають вид

$$\left. \begin{aligned} A_{1,k,i} &= \frac{2 + \Delta\eta_1 - \Delta\xi_1}{2 + \Delta\eta_1 + \Delta\xi_1}, \\ A_{2,k,i} &= \frac{2 - \Delta\eta_1 + \Delta\xi_1}{2 + \Delta\eta_1 + \Delta\xi_1}, \\ A_{3,k,i} &= \frac{-2 + \Delta\eta_1 + \Delta\xi_1}{2 + \Delta\eta_1 + \Delta\xi_1}. \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

Отже, знаючи температуру насадки в усіх точках ($k = 0, 1, 2, \dots, m$) для якогось певного моменту часу (наприклад, для початкового, $i = 1$) і в одній точці (наприклад, на першій ділянці від входу газу, $k = 0$), в наступний момент часу ($i = 1$), знаходимо послідовно температуру насадки в будь-якій точці по висоті в момент часу $i = 1$. Для визначення температури насадки на першій ділянці від входу газу ($k = 0$) скористаємося рівняннями (2.22), (2.23) і умовою (2.13), тобто тим, що $P_{1,0,i+\frac{1}{2}}$ відоме з граничної умови. Тоді:

$$\vartheta_{1,\frac{1}{2},i+1} = \frac{\Delta\xi_{1,0,i}}{2 + \Delta\xi_{1,0,i} + \Delta\eta_{1,0,i}} P_{1,0,i+\frac{1}{2}} + \frac{2 - \Delta\xi_{1,0,i} + \Delta\eta_{1,0,i}}{2 + \Delta\xi_{1,0,i} + \Delta\eta_{1,0,i}} \vartheta_{1,\frac{1}{2},i}. \quad (2.28)$$

Після визначення температури насадки можна знайти температуру газу за допомогою рівнянь (2.22), (2.23), виключив з них $P_{1,k,i+\frac{1}{2}}$

$$P_{1,k+1,i+\frac{1}{2}} = B_{1,k,i} \vartheta_{1,k+\frac{1}{2},i+1} + B_{2,k,i} \vartheta_{1,k+\frac{1}{2},i}, \quad (2.29)$$

де

$$\left. \begin{aligned} B_{1,k,i} &= \frac{2 + \Delta\xi_{1,k,i} - \Delta\eta_{1,k,i}}{2\Delta\xi_{1,k,i}}, \\ B_{2,k,i} &= \frac{-2 + \Delta\xi_{1,k,i} + \Delta\eta_{1,k,i}}{2\Delta\xi_{1,k,i}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

Температуру насадки при $\bar{H} = 0$, тобто на вході газу, можна знайти з рівняння (2.11) при умові (2.13). В скінченно-різницевому виді отримаємо

$$\vartheta_{1,0,i+1} = \frac{\Delta \xi_{1,0,i} P_{1,0,i+\frac{1}{2}} + (2 - \Delta \xi_{1,0,i}) \vartheta_{1,0,i}}{2 + \Delta \xi_{1,0,i}}. \quad (2.31)$$

Значення температури насадки в початковий момент часу задаються у вигляді початкового розподілу температури по насадці

$$\vartheta_1(\bar{\tau} = 0) = f(\bar{H}) \quad (2.32)$$

або в скінченно-різницевому вигляді

$$\vartheta_{1,k,0} = f_k, k = 0, \frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \dots, m - \frac{1}{2}. \quad (2.33)$$

Отже, у випадку постійних параметрів $\bar{\tau}_1, \bar{\tau}_2, \bar{H}_1, \bar{H}_2$ або у випадку їх відомої та заданої залежності від часу та висоти (поверхні) насадки розрахункову схему чисельного рішення можна описати. Поділяємо поверхню насадки і час обох періодів на рівні частини, тобто задаємо числа m, n_1, n_2 . Визначаємо за формулами (2.23) розрахункові коефіцієнти $\Delta \eta_{1,k,i}, \Delta \xi_{1,k,i}, \Delta \eta_{2,k,i}, \Delta \xi_{2,k,i}$ для обох періодів. Відомі також умови на вході $\varphi_1(\bar{\tau})$ (1.9) та $\varphi_2(\bar{\tau})$ (2.14). Приймаємо початковий $\bar{\tau} = 0$ розподіл температур по висоті насадки (див. рівняння (2.33)). Починаємо далі розраховувати газовий період. Обчислюємо для даного i , починаючи з $i = 0$, температуру насадки по всій її висоті: для температури насадки на вході $\vartheta_{0,i+1}$ за формулою (2.31); для першого розрахункового шару $\vartheta_{\frac{1}{2},i+1}$ за формулою

(2.28); для всіх інших $\vartheta_{k+\frac{1}{2},i+1}$ за формулою (2.24). На виході газу з насадки визначаємо $\vartheta_{m,i+1}$ лінійною екстраполяцією, тобто

$$\vartheta_{m,i+1} = \vartheta_{m-\frac{1}{2},i+1} - \Delta\eta_{m-1,i+1} \frac{\vartheta_{m-\frac{3}{2},i+1} - \vartheta_{m-\frac{1}{2},i+1}}{\Delta\eta_{m-2,i+1} + \Delta\eta_{m-1,i+1}}. \quad (2.34)$$

Всього отримуємо $(m+2)$ значень температури насадки за її висотою до моменту часу $\bar{\tau} = \Delta\tau$. Далі аналогічно розраховуємо наступний момент часу ($i=1$) і т. д. Отриманням поля температур для $i = n_1 \vartheta_{1,k,n_1} \left(k = 0, \frac{1}{2}, \dots, m - \frac{1}{2}, m \right)$ розрахунок газового періоду закінчується.

Ця модель покладено в основу розрахунку доменного повітрянагрівача з метою отримання значень температури димових газів. На працюючих повітрянагрівачах ці значення одержують вимірюванням, але при проектуванні нової системи дуття подібний розрахунок є необхідним кроком. Крім цього, за одержаними даними визначаються динамічні параметри в загальному газоході після блоку повітрянагрівачів в залежності від режиму їх роботи [76, 77].

2.2 Методи розрахунку узагальнених рекуперативних теплообмінників

В цьому підрозділі розглянуто три популярні методи розрахунку рекуперативних теплообмінників: ε - NTU -метод, P - NTU -метод та метод поправкового коефіцієнту.

2.2.1 ε -NTU-метод

В ε -NTU методі тепловий потік у теплообміннику від гарячого теплоносія до холодного визначається як [115, с. 21-30, 116, с.114-141]

$$q = \varepsilon \cdot W_{\min} (t_{\Gamma 1} - t_{X1}) = \varepsilon \cdot W_{\min} \cdot \Delta t_{\max}, \quad (2.35)$$

де $W_{\min}$ – мінімальний водяний еквівалент (або еквівалент витрати, або витратна теплоємність) поміж $W_{\text{гар}}$ та $W_{\text{хол}}$, тобто водяних еквівалентів гарячого та холодного теплоносія. Водяний еквівалент визначається як добуток масової витрати $\dot{m}$ та ізобарної теплоємності c_p , Дж/(кг·°С)

$$W = \dot{m} \cdot c_p; \quad (2.36)$$

де $t_{\Gamma 1}, t_{X2}$ – температури гарячого та холодного теплоносія відповідно на вході у теплообмінник, °С.

ε – теплова ефективність теплообмінника, безрозмірна величина; яка в загальному випадку залежить від кількості одиниць переносу теплоти NTU, співвідношення водяних еквівалентів W^* і схеми течії теплоносіїв

$$\varepsilon = f(NTU, W^*, \text{схема руху теплоносіїв}). \quad (2.37)$$

Ефективність ε являється мірою теплової роботи теплообмінника, її значення коливається від 0 до 1, і є подібною до ККД. Для будь-якого заданого теплообмінника ε визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}, \quad (2.38)$$

де q – наявний тепловий потік із загального енергетичного балансу, Дж/кг

$$q = W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) = W_X \cdot (t_{X 2} - t_{X 1}); \quad (2.39)$$

де $q_{\max}$ – максимально можливий тепловий потік, що допускається з огляду термодинаміки для ідеального протиструменного рекуператора з нескінченною площею поверхні, з нульовою повздовжньою теплопровідністю стінки та з відсутністю перетікань між теплоносіями з вхідними температурами, як і у реального теплообмінника, Дж/кг. Розраховується наступним чином

$$q_{\max} = W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) = W_{\Gamma} \cdot \Delta t_{\max}, \text{ при } W_{\Gamma} < W_X, (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) > (t_{X 2} - t_{X 1}), \quad (2.40)$$

$$q_{\max} = W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) = W_X \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) = W \cdot \Delta t_{\max}, \text{ при } W_{\Gamma} = W_X = W, \quad (2.41)$$

$$q_{\max} = W_X \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) = W_X \cdot \Delta t_{\max}, \text{ при } W_{\Gamma} > W_X, (t_{X 2} - t_{X 1}) > (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}), \quad (2.42)$$

або більш загально

$$q_{\max} = W_{\min} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) = W_{\min} \cdot \Delta t_{\max}. \quad (2.43)$$

Отже, із рівнянь (2.38) та (2.39) для будь-якої схеми току маємо

$$\varepsilon = \frac{W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1})} = \frac{W_X \cdot (t_{X 2} - t_{X 1})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{X 1})}. \quad (2.44)$$

Альтернативний вираз для визначення ε

$$\varepsilon = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t_m}{W_{\min} \cdot \Delta t_{\max}}, \quad (2.45)$$

де Δt_m – істинна середня різниця температур, °C;

k – коефіцієнт теплопередачі, Дж/(с·°C);

F – площа теплообміну, м².

Теплова ефективність для гарячого теплоносія

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}}{t_{\Gamma 1} - t_{X1}} = \frac{\Delta t_{\Gamma}}{\Delta t_{\max}}. \quad (2.46)$$

Теплова ефективність для холодного теплоносія

$$\varepsilon_X = \frac{t_{X2} - t_{X1}}{t_{\Gamma 1} - t_{X1}} = \frac{\Delta t_X}{\Delta t_{\max}}. \quad (2.47)$$

З рівняння енергетичного балансу (2.39) та визначень теплової ефективності для гарячого і холодного теплоносіїв (2.46), (2.47)

$$W_{\Gamma} \cdot \varepsilon_{\Gamma} = W_X \cdot \varepsilon_X. \quad (2.48)$$

W^* є відношенням меншого водяного еквіваленту до більшого

$$W^* = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\max}} = \begin{cases} (t_{X2} - t_{X1}) / (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) & \text{при } W_{\Gamma} = W_{\min} \\ (t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}) / (t_{X2} - t_{X1}) & \text{при } W_X = W_{\min} \end{cases} \quad (2.49)$$

Число одиниць переносу теплоти є відношенням загальної теплопровідності до меншого водяного еквіваленту

$$NTU = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{1}{W_{\min}} \int_F k \, dF. \quad (2.50)$$

Інша інтерпретація NTU

$$NTU = \frac{\Delta t_{\max} \cdot \varepsilon}{\Delta t_m} = \frac{(t_{\Gamma 1} - t_{X1}) \cdot \varepsilon}{\Delta t_m} = \frac{W_{\Gamma} \cdot \Delta t_{\Gamma}}{W_{\min} \cdot \Delta t_m} = \frac{W_X \cdot \Delta t_X}{W_{\min} \cdot \Delta t_m}, \quad (2.51)$$

$$NTU = \begin{cases} \frac{\Delta t_{\Gamma}}{\Delta t_m} = \frac{t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}}{\Delta t_m} & \text{при } W_{\Gamma} = W_{\min}, \\ \frac{\Delta t_X}{\Delta t_m} = \frac{t_{X2} - t_{X1}}{\Delta t_m} & \text{при } W_X = W_{\min}. \end{cases} \quad (2.52)$$

Залежність теплової ефективності для перехресного руху теплоносіїв з їх повним перемішуванням має вид (рис. 2.2, [116, с. 130])

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{W^*}{1 - \exp(-NTU \cdot W^*)} - \frac{1}{NTU}}, \quad (2.53)$$

при $C^* = 1$ відповідно

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{2}{1 - \exp(-NTU)} - \frac{1}{NTU}}, \quad (2.54)$$

при $NTU \rightarrow \infty$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + W^*}. \quad (2.55)$$

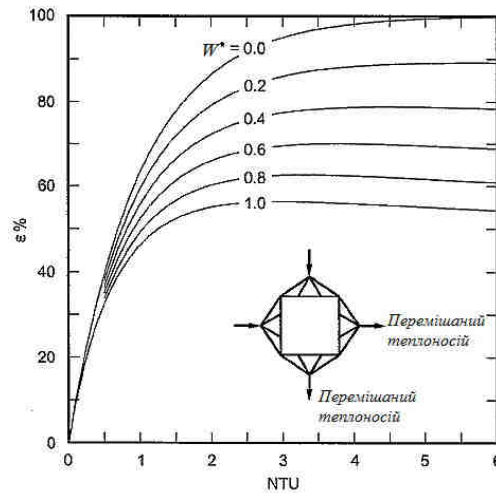


Рисунок 2.2 – Залежність ε від NTU та W^* для перехресної протиточної схеми руху теплоносіїв, що перемішуються

Для іншої організації теплообмінників залежність набуватиме іншого вигляду.

2.2.2 P - NTU - метод

Історично P - NTU -метод використовувався для розрахунків кожухотрубних рекуператорів, ще до того як ε - NTU став широко відомим у 1940-х роках. ε - NTU являє собою варіант P - NTU -метода [116, с. 139-185, 117, с. 25].

В P - NTU -методі тепловий потік визначається як

$$q = P_1 \cdot W_1 \cdot \Delta t_{\max} = P_2 \cdot W_2 \cdot \Delta t_{\max} , \quad (2.56)$$

де P – характеристичний параметр, ефективність теплообмінника. Цей параметр у певній мірі подібний до ефективності ε , але відрізняється тим, що його значення залежить від вибору теплоносія, позначеного індексом 2, тоді як ε пов'язана з теплоносієм з меншим W . Безрозмірна величина;

$$\Delta t_{\max} = t_{\Gamma BX} - t_{XO/L BX} - \text{різниця температур на вході у теплообмінник, } ^\circ\text{C}.$$

Співвідношення ε - NTU для протиточного теплообмінника, в якому один теплоносій перемішується, а другий – ні, визначається в залежності від

того, чи має перемішаний теплоносій $W_{\min}$ або $W_{\max}$, тому що такий теплообмінник має асиметричні потоки. Тобто застосовується дві формули для опису ε - NTU -залежності, виходячи із того, зі сторони якого теплоносія W набуватиме мінімального значення. В різних точках $W_{\min}$ можуть мати різні теплоносії. Тому при розрахунках необхідно відстежувати, який із теплоносіїв має $W_{\min}$.

Щоб уникнути можливих помилок, використовується альтернативний параметр – ефективність P для одного з теплоносіїв, що є функцією NTU і базується на значенні водяного еквіваленту обраного теплоносія і співвідношенні водяного еквіваленту цього теплоносія до значення другого, R . В цьому випадку R прийматиме значення від 0 до ∞ і вистачить однієї формули P - NTU для всього робочого діапазону теплообмінника. Звичайно, ми все одно будемо мати дві різні формули функціонального зв'язку P - NTU , але кожна буде охоплювати повний робочий діапазон ($0 \leq R \leq \infty$) в теплообміннику

$$\begin{aligned} P_1 &= f_1(NTU_1, R_1, \text{схема руху теплоносіїв}), \\ P_2 &= f_2(NTU_2, R_2, \text{схема руху теплоносіїв}). \end{aligned} \quad (2.57)$$

У P - NTU методі використовуються загальні індекси 1 і 2 для теплоносіїв, при цьому кожен може бути гарячим чи холодним теплоносієм, мати $W_{\min}$ або $W_{\max}$. З деякою часткою умовності як 1 позначається теплоносій з боку кожуху, незалежно від того, чи це гаряча, чи холодна сторона. Для інших конструкцій один із теплоносіїв спеціально позначається 1.

Ефективність P різна для двох теплоносіїв. Для теплоносія 1 вона визначається як відношення різниці температур (підвищення чи падіння) теплоносія 1 (не зважаючи на те чи це холодний, чи гарячий теплоносій) до різниці температур двох теплоносіїв на вході у теплообмінник

$$P_1 = \frac{t_{1BHX} - t_{1BX}}{t_{2BX} - t_{1BX}}. \quad (2.58)$$

Так само для другого теплоносія

$$P_2 = \frac{t_{2BX} - t_{2BHX}}{t_{2BX} - t_{1BX}}. \quad (2.59)$$

При цьому

$$P_1 = P_2 \cdot R_2, \quad P_2 = P_1 \cdot R_1. \quad (2.60)$$

Порівнюючи параметри ε та P

$$P_1 = \frac{W_{\min}}{W_1} \cdot \varepsilon \begin{cases} \varepsilon & \text{для } W_1 = W_{\min}, \\ \varepsilon \cdot W^* & \text{для } W_1 = W_{\max}. \end{cases} \quad (2.61)$$

Так само

$$P_2 = \frac{W_{\min}}{W_2} \cdot \varepsilon \begin{cases} \varepsilon & \text{для } W_2 = W_{\min}, \\ \varepsilon \cdot W^* & \text{для } W_2 = W_{\max}. \end{cases} \quad (2.62)$$

Отже, значення P_1 та P_2 будуть завжди менше чи дорівнювати ε .

Число одиниць переносу теплоти дорівнюватимуть

$$NTU_1 = \frac{k \cdot F}{W_1}, \quad NTU_2 = \frac{k \cdot F}{W_2}. \quad (2.63)$$

При цьому

$$NTU_1 = NTU_2 \cdot R_2, \quad NTU_2 = NTU_1 \cdot R_1. \quad (2.64)$$

Залежності NTU_1 і NTU_2 від NTU , беручи до уваги $W_{\min}$

$$NTU_1 = NTU \frac{W_{\min}}{W_1} = \begin{cases} NTU & \text{для } W_1 = W_{\min}, \\ NTU \cdot W^* & \text{для } W_1 = W_{\max}; \end{cases} \quad (2.65)$$

$$NTU_2 = NTU \frac{W_{\min}}{W_2} = \begin{cases} NTU & \text{для } W_2 = W_{\min}, \\ NTU \cdot W^* & \text{для } W_2 = W_{\max}. \end{cases} \quad (2.66)$$

Відношення водяних еквівалентів

$$R_1 = \frac{W_1}{W_2} = \frac{t_{2\,BX} - t_{2\,BHX}}{t_{1\,BHX} - t_{1\,BX}}; \quad (2.67)$$

$$R_2 = \frac{W_2}{W_1} = \frac{t_{1\,BHX} - t_{1\,BX}}{t_{2\,BX} - t_{2\,BHX}}; \quad (2.68)$$

Звідки

$$R_1 = \frac{1}{R_2}. \quad (2.69)$$

Залежність P від NTU_1 для перехресного току з перемішуванням обох теплоносіїв (рис. 2.3, [117, с. 25])

$$P_1 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_1}} + \frac{R_1}{1 - e^{-R_1 \cdot NTU_1}} - \frac{1}{NTU_1}}. \quad (2.70)$$

При $R_1 = 1$

$$P_1 = \frac{1}{\frac{2}{1 - e^{-NTU_1}} - \frac{1}{NTU_1}}. \quad (2.71)$$

При $NTU_1 \rightarrow \infty$

$$P_1 \rightarrow \frac{1}{1 + R_1}. \quad (2.72)$$

Після підстановок $P_1 = P_2 \cdot R_2$, $NTU_1 = NTU_2 \cdot R_2$ та $R_1 = \frac{1}{R_2}$

$$P_2 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_2}} + \frac{R_2}{1 - e^{-R_2 \cdot NTU_2}} - \frac{1}{NTU_2}}. \quad (2.73)$$

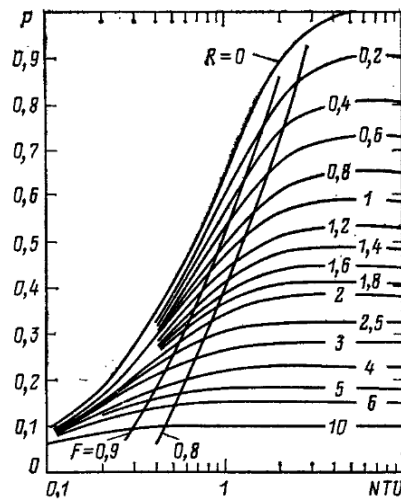


Рисунок 2.3 – Залежність характеристичного параметру P (ефективність віднесена до другого теплоносія) від NTU_2 при різноманітних значеннях фактора R для багатоходових теплообмінників

Для інших схем взаємозалежності набувають іншого вигляду.

2.2.3 Метод поправкового коефіцієнту

Кількість тепла [116, с.186-190, 117, с. 24-25]

$$q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t} = P \cdot W_2 \cdot \Delta t_{\max} = k \cdot F \cdot \Delta t_{\log} \cdot \varepsilon_{\Delta t}, \quad (2.74)$$

Для круглої труби з урахуванням забруднень [118, с. 15]

$$k = \frac{1}{d_{\text{СЕР}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{СТ}}} \ln \frac{d_{\text{ЗОВН}}}{d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{ЗОВН}}} \right) + R_3}, \quad (2.75)$$

де $d_{\text{СЕР}}, d_{\text{ВН}}, d_{\text{ЗОВН}}$ – середній, внутрішній та зовнішній діаметр трубки, м;

α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони першого теплоносія та другого теплоносія, Вт/(м²·°C);

$\lambda_{\text{СТ}}$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·°C);

R_3 – термічний опір забруднень з обох сторін стінки (накип, сажа, тощо), (м²·°C)/Вт.

При визначенні $d_{\text{СЕР}}$ керуються правилом:

- якщо $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{\text{СЕР}} = d_{\text{ЗОВН}}$;

- якщо $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{\text{СЕР}} = 0,5 \cdot (d_{\text{ВН}} + d_{\text{ЗОВН}})$;

- якщо $\alpha_1 < \alpha_2$, то $d_{\text{СЕР}} = d_{\text{ВН}}$;

F – площа теплообміну, м²;

$\overline{\Delta t}$ – середній температурний напір, тобто середня різниця теплоносіїв по всій поверхні нагріву, °C.

Середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_I - \Delta t_{II}}{\ln\left(\frac{\Delta t_I}{\Delta t_{II}}\right)}, \quad (2.76)$$

де Δt_I та Δt_{II} – різниці температур двох теплоносіїв на кінцях протиточного чи прямоточного теплообмінника.

Для протиточного теплообмінника

$$\Delta t_I = t_{\Gamma 1} - t_{X 2} \quad \Delta t_{II} = t_{\Gamma 2} - t_{X 1}. \quad (2.77)$$

Для прямоточного теплообмінника

$$\Delta t_I = t_{\Gamma 1} - t_{X 1} \quad \Delta t_{II} = t_{\Gamma 2} - t_{X 2}. \quad (2.78)$$

При схемах руху теплоносіїв, відмінних від протиточної та прямоточної, теплообмінник гіпотетично вважається протиточною установкою, що має те саме значення параметра R і ті самі кінцеві температури (або ж ту саму ефективність). Тобто для всіх нетипових схем руху середній температурний напір визначається як середній логарифмічний напір за формулою (2.76), використовуючи (2.77). Середній логарифмічний напір відображає максимальний температурний потенціал теплообміну і може досягатись лише в протиточних теплообмінниках.

При перехресній схемі руху теплоносіїв рішення задач з визначення середнього температурного напору, а також при різноманітних схемах змішаного току, призводить до складних математичних формул, тому для випадків, що зустрічаються найчастіше, за цими формулами побудовані графіки. З їх допомогою визначення середнього температурного напору виконується наступним чином. Спочатку визначається середньологарифмічний температурний напір $\Delta t_{\log}$ для протиточного апарату за (2.76), далі розраховуються допоміжні величини

$$R = \frac{t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2}}{t_{X 2} - t_{X 1}} = \frac{\Delta t_{\Gamma}}{\Delta t_X}, \quad (2.79)$$

$$P = \frac{t_{X2} - t_{X1}}{t_{\Gamma1} - t_{X1}} = \frac{\Delta t_X}{\Delta t_{\max}}, \quad (2.80)$$

де Δt_{Γ} – охолодження гарячого теплоносія, °С;

Δt_X – нагрів холодного теплоносія, °С;

$\Delta t_{\max}$ – наявний температурний напір (максимальний перепад температур), °С.

За цими даними з відповідного графіка (приклад на рис. 2.4 [119, с. 176]) визначається поправковий коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t}$, помножуючи який на значення температурного напору при протиточній схемі, отримуємо середній температурний напір

$$\overline{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\log}. \quad (2.81)$$

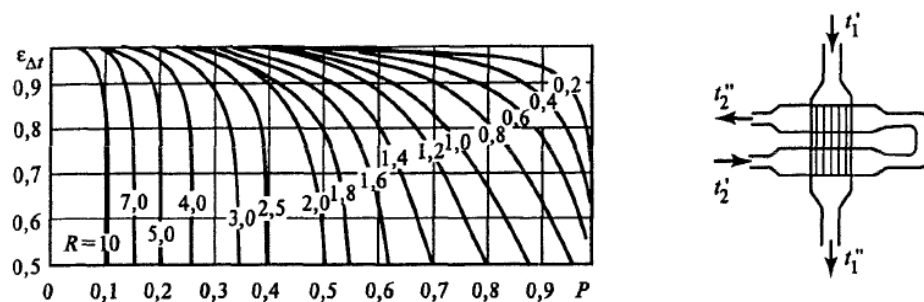


Рисунок 2.4 – Залежність поправкового коефіцієнту $\varepsilon_{\Delta t}$ від параметра P при різних факторах R для теплообмінника, в якому один теплоносіє не перемішується, а другий перемішується між ходами.

Для інших схем току графіки будуть дещо іншими.

Користуватись у практичних розрахунків подібними графіками вкрай незручно. Для узагальнених схем складного змішаного перехресного руху потоків теплоносіїв залежності ефективності P від NTU були отримані та обґрунтовані у роботах [120, 121, 122]. Залежності та алгоритми розрахунку

враховують кількість рядів труб у секції, схеми з'єднання секцій (ходів), перемішування чи неперемішування струменів теплоносія, схему руху (загальний протиток або прямоток). Залежності для деяких частинних випадків були приведені у роботах [115, 117, 123]. Дані розрахунків по узагальненим залежностям у роботі [122] були зіставлені з частинними випадками та графіками для них і встановлено їх практичний збіг, що дало можливість говорити про адекватність узагальнених аналітичних залежностей та перевагу застосування $P-NTU$ метода. Робота [124] також присвячена методам розрахунків подібних теплообмінників, їх комплексів та систем. Однак тут застосовується метод поправкового коефіцієнту з використанням емпіричних індексів протиточності, що буде знижувати точність розрахунку.

У даній роботі пропонується переважно застосовувати $P-NTU$ метод, причому як кількість одиниць переносу теплоти брати ту, що відноситься до теплоносія, що нагрівається, тобто NTU_2 . Для даного випадку коефіцієнт $\varepsilon_{\Delta t}$ легко можна виразити аналітично з (2.73)

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{P \cdot W_2 \cdot \Delta t_{\max}}{k \cdot F \cdot \Delta t_{\log}} \quad (2.82)$$

Використовуючи залежність (2.63)

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{P \cdot \Delta t_{\max}}{NTU_2 \cdot \Delta t_{\log}} \quad (2.83)$$

Перетворюємо

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{t_{\Gamma 1} - t_{X1}}{NTU_2} \cdot \frac{t_{X2} - t_{X1}}{t_{\Gamma 1} - t_{X1}} \cdot \frac{\ln \frac{t_{\Gamma 1} - t_{X2}}{t_{\Gamma 2} - t_{X1}}}{t_{\Gamma 1} - t_{X2} - (t_{\Gamma 2} - t_{X1})}, \quad (2.84)$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{t_{X2} - t_{X1}}{NTU_2} \cdot \frac{\ln \frac{(t_{\Gamma1} - t_{X1} - t_{X2} + t_{X1}) / (t_{\Gamma1} - t_{X1})}{(t_{\Gamma1} - t_{X1} + t_{\Gamma2} - t_{\Gamma1}) / (t_{\Gamma1} - t_{X1})}}{t_{\Gamma1} - t_{\Gamma2} - (t_{X2} - t_{X1})}, \quad (2.85)$$

$$\varepsilon_{\Delta t} = \frac{\ln \frac{1-P}{1-PR}}{NTU_2 \cdot (R-1)} \text{ при } R \neq 1 \text{ та } \varepsilon_{\Delta t} = \frac{P}{NTU_2 \cdot (1-P)} \text{ якщо } R=1 \quad (2.86)$$

Рівняння (2.86) може застосовуватися для будь-якої схеми току у тому числі і проточної.

2.2.4 Порівняння ε -NTU-методу, P -NTU-методу та методу поправкового коефіцієнту

Аналіз теплопередачі у теплообміннику може бути виконаний з використанням будь-якого методу, описаного раніше. Основні рівняння, що асоціюються з описаними методами, зведено до таблиці 2.1 Існує чітка відповідність між трьома способами, рівняння мають лише різні алгебраїчні форми. P -NTU метод пов'язаний з ε -NTU методом, і процедура розрахунку цим методом буде ідентичною до процедури в ε -NTU, при заміні ε , NTU та W^* на P_1 , NTU_1 та R_1 відповідно [116, с. 207].

Таблиця 2.1

Порівняння ε -NTU методу, P -NTU методу та методу поправкового коефіцієнту

ε -NTU метод	P -NTU	Метод поправкового коефіцієнту
$q = \varepsilon \cdot W_{\min} (t_{\Gamma1} - t_{X1})$	$q = P_1 \cdot W_1 \cdot \Delta t_{\max}$	$q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}$
$\varepsilon = f_1(NTU, W^*, \text{схема руху})$	$P_1 = f_2(NTU_1, R_1, \text{схема руху})$	$F = f_3(P_1, R_1)$
$\varepsilon = \frac{W_{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma1} - t_{\Gamma2})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma1} - t_{X1})} = \frac{W_X \cdot (t_{X2} - t_{X1})}{W_{\min} \cdot (t_{\Gamma1} - t_{X1})}$	$P_1 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_1}} + \frac{R_1}{1 - e^{-R_1 \cdot NTU_1}} - \frac{1}{NTU_1}}$	-

Продовження таблиці 2.1

$NTU = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{1}{W_{\min}} \int_F k \, dF$	$NTU_1 = \frac{k \cdot F}{W_1}$	-
-	$W_X = W_{\min}$ $P_1 = \varepsilon$ $R_1 = W^*$	$W_\Gamma = W_{\min}$ $P_1 = \varepsilon \cdot W^*$ $R_1 = \frac{1}{W^*}$
$k = \frac{(t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) \cdot \varepsilon}{NTU \cdot \Delta t} =$ $= \frac{1}{NTU(1 - W^*)} \ln \frac{1 - W^* \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon} \xrightarrow{W^*=1} \frac{\varepsilon}{NTU(1 - \varepsilon)}$	$k = \frac{(t_{\Gamma 1} - t_{X 1}) \cdot P_1}{NTU_1 \cdot \Delta t} =$ $= \frac{1}{NTU_1(1 - R_1)} \ln \frac{1 - R_1 \cdot P_1}{1 - P_1} \xrightarrow{R_1=1} \frac{P_1}{NTU_1(1 - P_1)}$	$k = f_3(P, R)$

Як було обґрунтовано вище, має перевагу застосування P - NTU -методу розрахунку. Одержати інші параметри можна легко з табл. 2.1 та формули (2.86). Зазначимо, що в подальшому розрахунок вівся за P - NTU -методикою відносно холодного теплоносія (повітря або палива), з присвоєним йому індексом «2», за формулою (2.39).

2.3 Математична модель, методика та алгоритм розрахунку рекуперативного теплообмінника-утилізатора

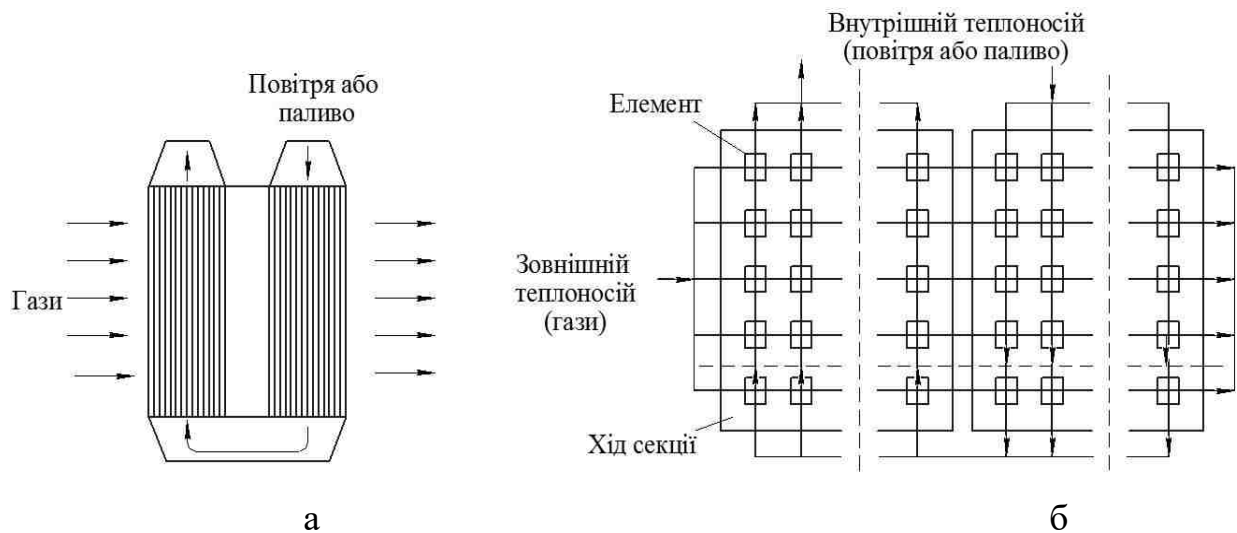
2.3.1 Розрахунок теплообміну в рекуператорах

Для розрахунку теплообмінників переважно користуються методом поправкового коефіцієнту. При цьому використовують графіки та

номограми, застосовувати які в розрахунках на ЕОМ незручно. Деякі аналітичні залежності для аналізу подібних апаратів наводяться, проте вони справедливі тільки для деяких окремих випадків компоновання поверхні. Основний недолік подібних залежностей – інтегральність (для апарату в цілому). Внаслідок цього інтенсивність теплообміну отримується як осереднена величина, її локальний розподіл і деякі особливості компоновання поверхні не враховуються. Все це призводить до значних похибок у визначенні середнього температурного напору і необхідної площі поверхні [125]. Це характерно також при розрахунках теплообмінника або їх групи, коли користуються не методом поправкового коефіцієнта, а емпіричними інтегральними залежностями ефективності нагрівання або охолодження в апараті (здебільшого у вивірляльних розрахунках).

В апаратах, що розглядаються, зовнішній теплоносій практично повністю не переміщується. Внутрішній теплоносій переміщується тільки при переході з одного ходу до іншого і між послідовними секціями.

Для спрощення процедури визначення ефективності теплообмінників зі складною змішаної схемою руху теплоносіїв та нерівномірним (дисконкретним) розподілом параметрів тепловіддачі і теплопередачі запропонована методика і алгоритм дискретного розрахунку [120], де елементами, з яких скомпонований теплообмінник (див. рис. 2.5 б [120]), є прості схеми однократного перехресного струму з повним перемішуванням обох теплоносіїв за напрямком руху. Слід зазначити, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число елементів (кінцевих різниць), де, як правило, не враховуються особливості руху теплоносіїв в елементах. Доцільність розбивки теплообмінника з метою зменшення кількості розрахункових точок не на кінцеві різниці, а на мікротеплообмінники, показана в [117, 123].



а – конструкція;

б – розрахункова схема

Рисунок 2.5 – Схема теплообмінника

Розрахунок запропоновано вести P - NTU -методом, який 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 поділяється на 10 елементів (мікротеплообмінників). Нумерація елементів розпочинається за напрямом руху теплоносія в трубі, також нумеруються ряди труб. Розрахункова схема приймає вигляд, як на рис. 2.6. Для елемента – рис. 2.7. Недоцільність поділу потоку, що омиває труби на більшу кількість струменів показана в роботі [122]. Поділ на меншу кількість дозволяє скоротити об'єми машинної пам'яті та зменшити час розрахунку.

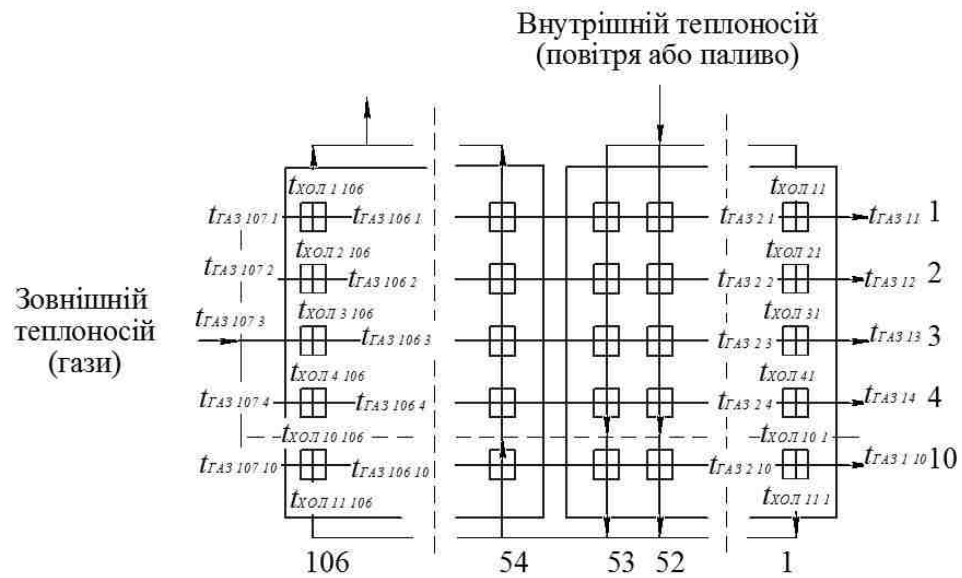


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема

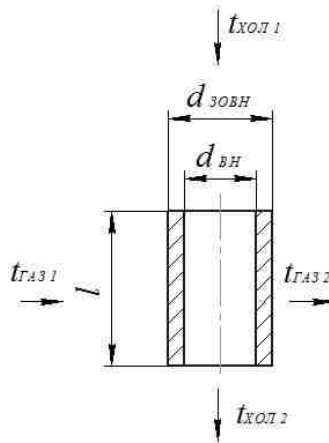


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема елемента

Тоді тепловий баланс для елемента теплообмінника

$$V_{ГАЗ} \cdot c_{p ГАЗ}^E \cdot \rho_{ГАЗ}^E \cdot (t_{ГАЗ1}^E - t_{ГАЗ2}^E) = V_{ХОЛ} \cdot c_{p ХОЛ}^E \cdot \rho_{ХОЛ}^E \cdot (t_{ХОЛ1}^E - t_{ХОЛ2}^E), \quad (2.87)$$

де $V_{ГАЗ}$, $V_{ХОЛ}$ – витрата димових газів та теплоносія, що нагрівається (повітря або палива), $\text{м}^3/\text{с}$;

$t_{ГАЗ1}^E$, $t_{ХОЛ1}^E$ – температура на вході в елемент димових газів та теплоносія, що нагрівається (повітря або палива), $^{\circ}\text{C}$;

$t_{ГАЗ2}^E, t_{ХОЛ2}^E$ – температура на виході з елементу димових газів та теплоносія, що нагрівається (повітря або палива), °С.

$c_{pГАЗ}^E, c_{pХОЛ}^E$ – ізобарна об'ємна теплоємність теплоносія, димових газів, та теплоносія, що нагрівається, в елементі залежно від середньої температури та тиску теплоносія, Дж/(м³·К)

$$c_p^E = \sum_{i=1}^n c_{pi}^E \cdot r_i, \quad (2.88)$$

де c_{pi}^E – ізобарна об'ємна теплоємність компоненту димових газів при середній температурі димових газів в елементі, Дж/(м³·К),

r_i – частка компоненту в димових газів.

$\rho_{ГАЗ}^E, \rho_{ХОЛ}^E$ – густина димових газів та теплоносія, що нагрівається, в елементі, кг/м³.

$$\rho^E = \sum_{i=1}^n \rho_i^E \cdot r_i, \quad (2.89)$$

де ρ_i^E – густина компоненту теплоносія при його середній температурі в елементі, кг/м³.

Приймаємо індекс 1 для димових газів та індекс 2 для теплоносія, що нагрівається. Число одиниць переносу теплоти за (2.29)

$$NTU_2^E = \frac{k \cdot F_{ХОЛ}^E}{W_{ХОЛ}^E}, \quad NTU_1^E = \frac{k \cdot F_{ГАЗ}^E}{W_{ГАЗ}^E}, \quad (2.90)$$

де площа теплообміну зі сторони теплоносія, що нагрівається, та теплоносія, що гріє, відповідно

$$F_{ХОЛ}^E = \pi \cdot d_{BH} \cdot l, \quad F_{Г}^E = \pi \cdot d_{ЗОВН} \cdot l. \quad (2.91)$$

$W_{ХОЛ}^E = V_{ХОЛ} \cdot \rho_{ХОЛ} \cdot c_{pХОЛ}^E$, $W_{ГАЗ}^E = V_{ГАЗ} \cdot \rho_{ГАЗ} \cdot c_{pГАЗ}^E$ – водяний еквівалент (див. 2.36) теплоносія, що нагрівається, та димових газів, Дж/(с·°C);

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°C). Методика його визначення описана нижче.

Характеристичні параметри P і R визначаємо за рівняннями (2.59), (2.68)

$$P_{ХОЛ}^E = \frac{t_{ХОЛ2}^E - t_{ХОЛ1}^E}{t_{ГАЗ1}^E - t_{ХОЛ1}^E}, \quad (2.92)$$

$$R_{ХОЛ}^E = \frac{t_{ГАЗ1}^E - t_{ГАЗ2}^E}{t_{ХОЛ2}^E - t_{ХОЛ1}^E} = \frac{W_{ХОЛ}^E}{W_{ГАЗ}^E} \quad (2.93)$$

У запропонованій методиці ефективність кожного елемента перехресного току з рис. 2.5-2.6 (тобто мікротеплообмінника) і температури теплоносіїв на виході з елементів розраховуються з урахуванням відомої залежності ефективності (2.73) [116, 126]

$$P_{ХОЛ}^E = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_2^E}} + \frac{R_{ХОЛ}^E}{1 - e^{-R^E \cdot NTU_2^E}} - \frac{1}{NTU_2^E}}. \quad (2.94)$$

Тоді температури на виході з елементу з рівнянь (2.92), (2.93)

$$t_{ХОЛ2}^E = t_{ХОЛ1}^E + P_{ХОЛ}^E (t_{ГАЗ1}^E - t_{ХОЛ1}^E), \quad (2.95)$$

$$t_{ГАЗ2}^E = t_{ГАЗ1}^E - P_{ХОЛ}^E \cdot R_{ХОЛ}^E (t_{ГАЗ1}^E - t_{ХОЛ1}^E). \quad (2.96)$$

Середні в елементі температури (локальні) за [121, 122]

$$\bar{t}_{ХОЛ}^E = t_{ХОЛ1}^E + \vartheta_{ХОЛ}^E \cdot (t_{ГАЗ1}^E - t_{ХОЛ1}^E), \quad (2.97)$$

$$\bar{t}_{ГАЗ}^E = t_{ГАЗ1}^E - \vartheta_{ГАЗ}^E \cdot (t_{ГАЗ1}^E - t_{ХОЛ1}^E), \quad (2.98)$$

де $\vartheta_{ХОЛ}^E$, $\vartheta_{ГАЗ}^E$ – відносні середні температури

$$\vartheta_{ХОЛ}^E = P_{ХОЛ}^E \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{NTU_2^E}} - \frac{1}{NTU_2^E} \right), \quad (2.99)$$

$$\vartheta_{ГАЗ}^E = P_{ГАЗ}^E \cdot \left(\frac{R_{ГАЗ}^E}{1 - e^{-R_{ГАЗ}^E \cdot NTU_2^E}} - \frac{1}{NTU_2^E} \right). \quad (2.100)$$

За середніми температурами визначаються теплофізичні параметри теплоносіїв. Детальніше див. 2.4.

Далі знаходимо температури стінки з боку газів та повітря

$$t_{СТ2}^E = \bar{t}_{ХОЛ}^E + \frac{q^E \cdot d_{ЗОВН}}{\alpha_{ХОЛ}^E \cdot d_{ВН}}, \quad (2.101)$$

$$t_{СТ1}^E = \bar{t}_{ГАЗ}^E - \frac{q^E}{\alpha_{ГАЗ}^E}. \quad (2.102)$$

$t_{СТ2}^E$, $t_{СТ1}^E$ визначаються методом послідовних наближень (ітераціями у кожному елементі) з використанням наступних формул

$$q^E = k^E \cdot (\bar{t}_{ГАЗ}^E - \bar{t}_{ХОЛ}^E), \quad (2.103)$$

$$q^E = \frac{NTU_2^E}{F^E} \cdot c_{р\ ХОЛ} \cdot (\bar{t}_{ГАЗ}^E - \bar{t}_{ХОЛ}^E). \quad (2.104)$$

Середовище, що нагрівається, знаходиться усередині труб, значить температури теплоносіїв на виході з апарату обчислюються як

$$t_{\Gamma A32} = \frac{1}{n_E \cdot n_X} \sum_{j=1}^{n_E \cdot n_X} t_{\Gamma A32 j}^E, \quad (2.105)$$

де $t_{\Gamma A32 j}^E$ – температури димових газів на виході з елементів останньої секції.

$$t_{XOL2} = \frac{1}{n_T} \sum_{i=1}^{n_T} t_{XOL2 i}^E, \quad (2.106)$$

де $t_{XOL2 i}^E$ – температури холодного теплоносія (повітря або палива) на виході з елементів.

У вищенаведених формулах: n_T – число труб; n_E – число елементів на одній трубі; n_X – число труб у ряді одного ходу (секції).

На початку інтервально-ітераційного розрахунку визначаються витрати теплоносіїв у кожному елементі [122, 124]. У нульовому наближенні задаються середні значення температури ($\bar{t}_{XOL}^E$, $\bar{t}_{\Gamma A3}^E$) та тисків ($\bar{p}_{XOL}^E$, $\bar{p}_{\Gamma A3}^E$) теплоносіїв. Далі:

1. За цими значеннями розраховують теплофізичні параметри теплоносіїв, коефіцієнти тепловіддачі, теплопередачі та витрати тиску повітря, враховуючи початкові ділянки каналів.

2. Визначаються параметри P_{XOL}^E та R_{XOL}^E в кожному елементі.

3. Для кожного елемента за формулою (2.92) розраховується значення ефективності P_{XOL}^E .

4. Відшукуються температури теплоносіїв на вході в кожний елемент (t_{XOL1}^E , $t_{\Gamma A31}^E$) та їх тиски між секціями та на виході з апарата, а також

температури теплоносіїв на виході з кожного елемента ($t_{ХОЛ2}^E$, $t_{ГАЗ2}^E$) за формулами (2.95), (2.96) та їх тиски на виході. Розрахунок ведеться, починаючи з першого елемента від входу зовнішнього теплоносія.

5. Уточнюється значення середнього значення тиску повітря як середньоарифметичне значення між значеннями тиску на вході і виході з кожного елемента.

6. Для ряду обчислюються втрати тиску димових газів від тертя та місцеві втрати за осередненим значенням температури димових газів з урахуванням початкових ділянок та значення тиску на виході з елементів ряду.

7. Уточнюються середні значення тиску димових газів в елементах поточного ряду як середньоарифметичні значення тиску на вході та на виході з ряду.

8. Уточнюються значення середніх температур теплоносіїв в елементі $\bar{t}_{ХОЛ}^E$, $\bar{t}_{ГАЗ}^E$ за формулами (2.97)-(2.100).

9. Значення середніх температур $\bar{t}_{ХОЛ}^E$ і $\bar{t}_{ГАЗ}^E$ і тисків $\bar{p}_{ХОЛ}^E$ і $\bar{p}_{ГАЗ}^E$ зіставляються з попередніми значеннями для кожного елемента. Якщо розходження хоча б для одного з елементів буде вище допустимого, розрахунок повторюють з кроку 1, в іншому випадку розрахунок ведеться далі.

10. Визначаються температури теплоносіїв на виході з апарату за формулами (2.105) та (2.106).

11. Визначається ефективність апарату (установки) за залежністю (2.92).

Таким чином, запропонована математична модель являє собою складну неявну систему нелінійних рівнянь, розв'язання якої проводиться методом послідовних наближень до виконання досягнення неперевищення заданої розбіжності по тепловому балансу, теплопередачі та втрат тисків у всьому апараті.

Коефіцієнт теплопередачі (див. рівняння 2.90) може бути визначений за формулою (2.75):

$$k = \frac{1}{d_{\text{СЕР}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\text{ХОЛ}} \cdot d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{2\lambda_{\text{СТ}}} \ln \frac{d_{\text{ЗОВН}}}{d_{\text{ВН}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ГАЗ}} \cdot d_{\text{ЗОВН}}} \right) + R_3}, \quad (2.107)$$

де $\alpha_{\text{ХОЛ}}, \alpha_{\text{ГАЗ}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зі сторони теплоносія, що нагрівається, та газу, Вт/(м²·°C);

$d_{\text{СЕР}}$ – прийнятий діаметр, в даному випадку це зовнішній діаметр труб без забруднень, у $d_{\text{ВН}}$ та $d_{\text{ЗОВН}}$ – внутрішній та зовнішній діаметри з урахуванням забруднень.

Величину термічного опору R_3 приймають за експериментальними даними або розраховують за формулою

$$R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad (2.108)$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнти теплопровідності відкладень на внутрішній та зовнішній поверхнях стінки, Вт/(м·°C).

Коефіцієнти тепловіддачі ($\alpha_{\text{ХОЛ}}, \alpha_{\text{ГАЗ}}$) можна розрахувати, використовуючи емпіричні критеріальні формули [98, с. 122-130, 118, с. 16-30]. Для цього спочатку розраховуються: середні температури теплоносіїв (див. 2.97-2.98), потім середня швидкість теплоносіїв

$$\omega_{\text{ХОЛ}} = \frac{G_{\text{ХОЛ}}}{f_{\text{ХОЛ}}^E \cdot \rho_{\text{ХОЛ}}^E} = \frac{V_{\text{ХОЛ}}}{f_{\text{ХОЛ}}^E}, \quad (2.109)$$

$$\omega_{\text{ГАЗ}} = \frac{G_{\text{ГАЗ}}}{f_{\text{ГАЗ}}^E \cdot \rho_{\text{ГАЗ}}^E} = \frac{V_{\text{ГАЗ}}}{f_{\text{ГАЗ}}^E}, \quad (2.110)$$

де $G_{ХОЛ}$, $G_{ГАЗ}$ – масова витрата холодного теплоносія та димових газів в елементі відповідно, кг/с;

$f_{ХОЛ}^E$, $f_{ГАЗ}^E$ – прохідний переріз в елементі для холодного теплоносія і газів відповідно

$$f_{ПОВ}^E = \frac{\pi \cdot d_{ВН}^2}{4}, \quad (2.111)$$

$$f_{ГАЗ}^E = \frac{a \cdot b}{n_E \cdot n_X}, \quad (2.112)$$

де a , b – розміри прохідного перерізу для всього потоку газу, м;

Число Рейнольдса для холодного теплоносія

$$Re_{ХОЛ} = \frac{\omega_{ХОЛ} \cdot d_{ХОЛ}}{\nu_{ХОЛ}}, \quad (2.113)$$

де $d_{ХОЛ}$ – визначальний розмір, м. Для потоку, що рухається всередині труб, він дорівнює внутрішньому діаметру: $d_{ХОЛ} = d_{ВН}$ (з урахуванням відкладень та забруднень).

$\nu_{ХОЛ}$ – кінематична в'язкість холодного теплоносія (повітря або палива) при визначальній температурі $\bar{t}_{ХОЛ}^E$, м²/с.

Число Рейнольдса для потоку димових газів

$$Re_{ГАЗ} = \frac{\omega_{ГАЗ} \cdot d_{ГАЗ}}{\nu_{ГАЗ}}, \quad (2.114)$$

де $d_{ГАЗ}$ – визначальний розмір, м. Для потоку, що омиває пучок труб ззовні, рухаючись у перпендикулярному до нього напрямку, він дорівнює

зовнішньому діаметру труб $d_{ГАЗ} = d_{ЗОВН}$ (з урахуванням відкладень та забруднень);

$\nu_{ГАЗ}$ – кінематична в'язкість димових газів при визначальній температурі $\bar{t}_{ГАЗ}^E$, м²/с.

Число Нуссельта Nu для теплообміну конвекцією та коефіцієнти втрат від тертя $\lambda_{ш}$, що використовуються при визначенні гідравлічного опору ξ всередині та ззовні труб, визначаються за відповідними критеріальними рівняннями у залежності від режиму течії теплоносія (турбулентний, перехідний чи ламінарний) з урахуванням рівняння нерозривності.

Температури теплоносіїв, витрати та тиски на вході у кожний елемент вибираються чи розраховуються згідно схеми з'єднання елементів у апараті.

Також розроблено математичну модель та описано процедуру гідравлічного розрахунку рекуператорів, який проводиться одночасно з тепловим.

У випадку руху теплоносія всередині труб використовуються критеріальні рівняння, що в нашому випадку для повітря запишуться як [98, с. 127, 118, с.21-24, 127, с. 21-26, 128, с. 78-93, 129, с. 36-40]:

- при турбулентному режимі ($Re > 8000$)

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_{ш}, \quad (2.115)$$

де ε_l – поправка на початкову ділянку труби, при $\frac{l}{d} \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$. При $\frac{l}{d} < 50$ застосовують таблиці, але для розрахунку на ЕОМ зручно використовувати функціональну залежність ε_l від $\frac{l}{d}$ [129, с. 41]

$$\begin{aligned} \varepsilon_l = & -8,29717478 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^5 + 1,15830753 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^4 - \\ & -6,0206858 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^3 + 1,45988302 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{l}{d}\right)^2 - \\ & -1,74698298 \cdot 10^{-1} \cdot \frac{l}{d} + 2,0300504; \end{aligned} \quad (2.116)$$

$\varepsilon_{ш}$ – поправка на вплив шорсткості труб [129, 130, с. 54].

$$\varepsilon_{ш} = \sqrt{\frac{\xi_{гЛ}}{\xi_{ш}}}, \quad (2.117)$$

де $\xi_{гЛ}$, $\xi_{ш}$ – гідравлічні опори для гладких та шорстких труб

$$\xi_{гЛ} = \lambda_{гЛ} \cdot \frac{l}{d}, \quad \xi_{ш} = \lambda_{ш} \cdot \frac{l}{d}. \quad (2.118)$$

Тобто

$$\varepsilon_{ш} = \sqrt{\frac{\lambda_{гЛ}}{\lambda_{ш}}}, \quad (2.119)$$

де $\lambda_{гЛ}$, $\lambda_{ш}$ – коефіцієнти тертя гладких та шорстких труб. Методику їх визначення описано в 2.3.2;

- при ламінарному режимі ($Re < 2000$)

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l; \quad (2.120)$$

- при перехідному режимі

$$Nu = K_0 \cdot Pr^{0,43}; \quad (2.121)$$

де комплекс K_0 знаходять в залежності від Re [118, с. 24], але для зручного розрахунку існують рівняння залежностей K_0 від $\left(\frac{Re}{1000}\right)$ [129, с. 40]:

- при $2200 \leq Re \leq 3500$

$$K_0 = 10^3 \cdot \left[-2,12449557 \cdot 10^{-2} \left(\frac{Re}{1000} \right)^4 + 2,41442158 \cdot 10^{-1} \cdot \left(\frac{Re}{1000} \right)^3 - 1,02064144 \cdot \left(\frac{Re}{1000} \right)^2 + 1,90784023 \cdot \left(\frac{Re}{1000} \right) - 1,3283445 \right]; \quad (2.122)$$

- при $3500 \leq Re \leq 8000$

$$K_0 = -1,52679851 \cdot \left(\frac{Re}{1000} \right)^2 + 5,5443615 \cdot \left(\frac{Re}{1000} \right) - 7,5261221. \quad (2.123)$$

По числу Нюссельта визначається конвективна складова коефіцієнту тепловіддачі зі сторони холодного теплоносія

$$\alpha_{ХОЛ}^K = \frac{Nu_{ХОЛ} \cdot \lambda_{ХОЛ}}{d_{ВН}}. \quad (2.124)$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховується за формулою [131, с. 66]

$$\alpha^{ВИПР} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_3 + 1}{2} \cdot \varepsilon_\Gamma \cdot T_\Gamma^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{cm}}{T_\Gamma} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{cm}}{T_\Gamma}}, \quad (2.125)$$

де ε_3 – ступінь чорноти забруднених стінок, приймається 0,8;

ε_Γ – ступінь чорноти потоку газів

$$\varepsilon_{\Gamma} = 1 - e^{-k_{\Gamma} \cdot p \cdot s}, \quad (2.126)$$

де $k_{\Gamma} \cdot p \cdot s$ – сумарна оптична товщина продуктів згоряння (критерій Бугера).

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^0 \cdot r_{II} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_{II} \cdot S}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_1) \cdot r_{II} \cdot \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}, \quad (2.127)$$

де $r_{II} = r_{CO_2} + r_{H_2O}$ – сумарна об'ємна доля трьохатомних газів в димових газах;

T_1 – початкова температура газу, К;

p – тиск, МПа;

s – ефективна товщина шару, що випромінює, м.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{cm}}, \quad (2.128)$$

де $V = \frac{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot l}{4}$ – об'єм випромінювального шару, м³;

$F_{cm} = \pi \cdot d_{BH} \cdot l$ – площа огорожувальної поверхні, м².

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі теплоносія до чи від стінки труби

$$\alpha = \alpha^K + \alpha^{ВИПР}. \quad (2.129)$$

При омиванні шахового пучку труб димовими газами у перпендикулярному напрямі, використовуються наступні критеріальні рівняння [132, с. 27]:

- при $10^2 < Re < 10^3$

$$Nu = c_z \cdot 0,64 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33}, \quad (2.130)$$

де c_z – коефіцієнт, що враховує зниження тепловіддачі зі зменшенням номеру ряду труб. Знайдемо цей коефіцієнт за допомогою номограми [132, с. 28], що відображає середню поправку від кількості рядів труб (C_z) для шахового пучка (рис. 2.8).

Так для першого ряду $c_{z1} = C_{z1} = 0,61$.

Далі з рівняння $\frac{c_{z1} + c_{z2}}{2} = C_{z2} = 0,72$, $c_{z2} = 0,83$;

Аналогічно $\frac{c_{z1} + c_{z2} + c_{z3}}{3} = C_{z3} = 0,79$, $c_{z3} = 0,93$.

Для всіх наступних рядів $c_z = 1$;

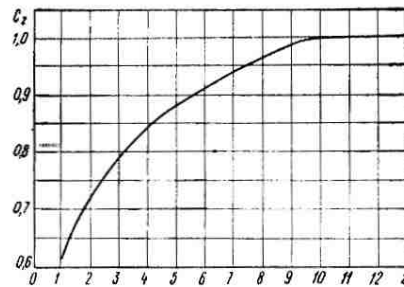


Рисунок 2.8 – Поправка на кількість рядів у пучку

- при $10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5$ та при $0,1 < \varphi < 6$

$$Nu = c_z \cdot (0,28 + 0,06 \cdot \varphi) \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33}, \quad (2.131)$$

$$\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1}, \quad (2.132)$$

де σ'_2 – відносний діагональний крок.

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2}, \quad (2.133)$$

де

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d_{3ОВН}}, \sigma_2 = \frac{S_2}{d_{3ОВН}}; \quad (2.134)$$

- при $Re > 2 \cdot 10^5$

$$Nu = c_z \cdot 0,023 \cdot Re^{0,84} \cdot Pr^{0,33}. \quad (2.135)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією зі сторони димових газів

$$\alpha_{ГАЗ\ ГЛ}^K = \frac{Nu_{ГАЗ} \cdot \lambda_{ГАЗ}}{d_{3ОВН}}. \quad (2.136)$$

З боку димових газів, як і палива, відбувається складний теплообмін конвекцією та випромінюванням.

Коефіцієнт теплообміну випромінюванням димових газів розраховують за формулою (2.125). Ефективна товщина шару в цьому випадку становитиме:

$$s = 0,9 \cdot d_{3ОВН} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\sigma_1 \cdot \sigma_2}{d_{3ОВН}} - 1 \right). \quad (2.137)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі димових газів до стінки труби визначається за залежністю (2.129)

На основі вищеприписаного методу була створена розрахункова програма. Для протиточної схеми провести послідовний розрахунок теплообмінника по елементам є неможливим. Уточнення відбувається одночасно для всіх елементів і додатково – температур та тисків на виході з всього апарату, використовується інтервально-ітераційний метод [133].

2.3.2 Гідравлічний розрахунок

Сумарні втрати тиску за рухом теплоносіїв [129, с. 56-63, 134, с. 60-90]

$$\Delta p = \frac{\rho \omega^2}{2} \sum \xi, \quad (2.138)$$

де $\sum \xi$ – сума всіх гідравлічних та місцевих опорів на ділянці каналу;

2.3.2.1 Розрахунок втрати тиску з боку холодного теплоносія, що рухається всередині труб

Сумарна втрата тиску з боку холодного теплоносія

$$\Delta p_{ХОЛ} = \frac{\rho_{ХОЛ} \omega_{ХОЛ}^2}{2} (\xi_{ТЕР} + \sum \xi_{М\ ХОЛ} + \Delta \xi_t), \quad (2.139)$$

де $\sum \xi_{М\ ХОЛ}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

$$\sum \xi_{М\ ХОЛ} = \xi_{ВХ\ ХОЛ} + \xi_{ВИХ\ ХОЛ} + \xi_{180\ ХОЛ}, \quad (2.140)$$

де $\xi_{ВХ\ ХОЛ} = 0,5 \left(1 - \frac{f_{узк}}{f} \right)$ – вхід потоку теплоносія в трубки;

$\xi_{ВИХ\ ХОЛ} = 1,1 \cdot \left(1 - \frac{f}{f_{шир}} \right)^2$ – вихід потоку з труб, віднесений до швидкості в

трубках;

$\xi_{180\ ХОЛ} = 1,5$ – поворот потоку на кут 180° С між секціями;

Втрати тиску за довжиною прямої труби постійного перерізу (лінійні втрати або втрати на тертя) визначаються за формулою Дарсі-Вейсбах

$$\xi_{TEP} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{BH}}, \quad (2.141)$$

де λ – коефіцієнт опору тертям.

При стабілізованій ламінарній течії (до $Re \approx 2000$) цей коефіцієнт для труб круглого перерізу не залежить від відносної шорсткості стінок та визначається за формулою

$$\lambda = \lambda_{ш} = \lambda_{гЛ} = \frac{64}{Re}. \quad (2.142)$$

В перехідній області між ламінарною та турбулентною течією (критична зона або зона зміни режимів), коефіцієнт опору тертям залежить від відносної шорсткості та числа Рейнольдса. Криві коефіцієнтів опору тертям технічних труб з відотною еквівалентною шорсткістю $\bar{\Delta} \geq 0,007$ при деякому значення Re відхиляються від закону Гагена-Пуазейля в сторону збільшення λ , і чим більша відносна шорсткість, тим раніше настає це відхилення. Число Рейнольдса, що відповідає відхиленню, визначається за формулою

$$Re_0 = 754 \cdot \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right), \quad (2.143)$$

де $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{BH}}$ – відносна шорсткість;

Δ – гідравлічна еквівалентна рівномірно-зерниста шорсткість. Її значення наведені в табл. 2.2 для сталевих труб [134, с. 78, табл. 2-5].

Значення гідравлічної еквівалентної рівномірно-зернистої шорсткості

Стан поверхні і умови експлуатації	Δ , мм
Нові	0,02-0,10
Очищені після багатьох років експлуатації	До 0,04
Помірно уражені корозією	$\approx 0,4$
Після декількох років експлуатації в різних умовах (уражені корозією або з невеликими відкладеннями)	0,15-1
З поверхнею в поганому стані	≥ 5

В зоні зміни режимів від Re_1 до Re_2 кожному значенню $\bar{\Delta}$ відповідає перехідна крива, що має свої границі Re_1 і Re_2 . Для труб з $\bar{\Delta} > 0,007$:

$$Re_1 = 1160 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}} \right)^{0,11}. \quad (2.144)$$

Число Рейнольдса, що визначає границю Re_2 з будь-якою шорсткістю,

$$Re_2 = 2090 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}} \right)^{0,0635}. \quad (2.145)$$

Коефіцієнт опору тертям технічних труб при стабілізованій течії в зоні зміни режимів знаходять за формулами Л. А. Самойленко:

- при $Re_0 < Re < Re_1$ та $\bar{\Delta} \geq 0,007$

$$\lambda_{III} = 4,4 \cdot Re^{-0,595} \exp \left(-\frac{0,00275}{\bar{\Delta}} \right); \quad (2.146)$$

- при $Re_1 < Re < Re_2$

$$\lambda_{III} = (\lambda_2 - \lambda^*) \exp \left\{ -[0,0017 \cdot (Re_2 - Re)]^2 \right\} + \lambda^*, \quad (2.147)$$

де при $\bar{\Delta} \leq 0,007$ $\lambda^* = \lambda_1 = 0,032$, $\lambda_2 = 7,244 \cdot Re_2^{-0,643}$,

при $\bar{\Delta} > 0,007$ $\lambda^* = \lambda_1 - 0,0017 = 0,00758 - \frac{0,0109}{\bar{\Delta}^{0,286}}$, $\lambda_1 = 0,0775 - \frac{0,0109}{\bar{\Delta}^{0,286}}$,
 $\lambda_2 = \frac{0,145}{\bar{\Delta}^{-0,244}}$;

- при $Re > Re_2$

$$\lambda_{III} = \frac{1}{\left(2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right) \right)^2} \quad (2.148)$$

$$\text{або } \lambda_{III} = 0,11 \cdot \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (2.149)$$

2.3.1.2 Розрахунок втрати тиску з боку димових газів

$$\Delta p_{ГАЗ} = \frac{\rho_{ГАЗ} \omega_{ГАЗ}^2}{2} (\xi_{\Pi} + \xi_{M \text{ ГАЗ}} + \Delta \xi_{t \text{ ГАЗ}}), \quad (2.150)$$

де $\xi_{M \text{ ГАЗ}}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів

$$\xi_{M \text{ ГАЗ}} = \xi_{BX \text{ ГАЗ}} + \xi_{ВИХ \text{ ГАЗ}}, \quad (2.151)$$

де $\xi_{BX \text{ ГАЗ}} = 1,5$ – вхід потоку теплоносія в міжтрубний простір під кутом 90° до осей труб, віднесений до швидкості на виході з патрубку;

$\xi_{ВИХ \text{ ГАЗ}} = 1$ – вихід потоку з міжтрубного простору в патрубок під кутом 90° до осей труб, віднесений до швидкості в патрубку.

Коефіцієнт опору гладкотрубного шахового пучка труб [129, с.57-58]

$$\xi_{\Pi} = \xi_0 (z + 1), \quad (2.152)$$

де ξ_0 – коефіцієнт опору одного ряду пучка, що залежить від його геометричних характеристик (σ_1 , σ_2 , φ), що розрахована за формулами (2.132)-(2.134)

$$\xi_0 = C \operatorname{Re}^{-0,27}. \quad (2.153)$$

Значення C приведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Значення C для формули (2.153)

φ	σ_1	C
$0,1 \div 1,7$	$\geq 1,44$	$C = 3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5}$
$0,1 \div 1,7$	$< 1,44$	$C = 3,2 + 0,66 \cdot (1,7 - \varphi)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11} (0,8 + 0,2(1,7 - \varphi)^{1,5})$
$1,7 \div 6,5$	$1,44 \div 3$	$C = 0,44 \cdot (\varphi + 1)^2$
$1,7 \div 6,5$	$< 1,44$	$C = (0,44 + (1,44 - \sigma_1)) \cdot (\varphi + 1)^2$
$\geq 1,7$	$3 \div 10$	$C = 0,062 + 0,21 \cdot (10 - \sigma_1)^{-0,24}$

Для забруднених поверхонь значення ξ_{II} множать на 1,3.

2.4 Моделювання універсальних залежностей для теплофізичних властивостей суміші газів

Теплофізичні властивості кожного з компонентів димових газів, палива та повітря зазвичай вибирають з таблиць, але для проведення розрахунків на ЕОМ в даній роботі необхідним кроком стало визначення функціональних залежностей теплофізичних параметрів повітря та складових димових газів. Керуючись вихідними даними, наведеними в Розділі 3, на основі табличних даних, наведених в джерелах [135, 136] за допомогою програми MS Excel

були побудовані діаграми залежності від температури коефіцієнта теплопровідності (λ), динамічної в'язкості (μ), критерію Прандтля (Pr), кінематичної в'язкості (ν), теплоємності (c_p) та густини (ρ) для кожної складової димових газів, палива та повітря. До кожної діаграми було додано поліноміальну лінію тренду з максимально наближеним до одиниці значенням величини достовірності апроксимації R^2 , при цьому найменше значення цієї величини становило 0,8151 для Pr окису вуглецю, а для всіх інших випадків – 0,99-1. Рівняння ліній тренду в експоненціальному форматі наведені в табл. 2.4.

Оскільки димові гази, паливо та повітря – за суттю є сумішами газів, наведемо основні положення для розрахунку їх теплофізичних властивостей [98, 137, 138] як сумішей.

2.4.1 Розрахунок теплофізичних параметрів димових газів та палива

Питомий об'єм газової суміші [137, с. 28-29, 98, с.117]:

$$v_{ГАЗ} = \frac{8314}{\mu_{СУМ}} \cdot \frac{T_{ГАЗ}}{P_{ГАЗ}}, \quad (2.154)$$

де $\mu_{СУМ}$ – уявна молекулярна маса, кг/кмоль.

$$\mu_{СУМ} = \sum_{i=1}^n (r_i \cdot \mu_i). \quad (2.155)$$

Густину та об'ємну теплоємність суміші знаходять за формулами (2.88), (2.89).

Коефіцієнт теплопровідності суміші [98, с.116-117, 138, с.26-27]

$$\lambda = \frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{s_i \cdot p_i \cdot \lambda_i}{p} \right) + \left(\sum_{i=1}^n \frac{s_i \cdot p_i}{\lambda_i \cdot p} \right)^{-1} \right), \quad (2.156)$$

Таблиця 2.4

Функціональні залежності теплофізичних параметрів складових газів від температури

Газ	λ , Вт/(м·°C)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	c_p , кДж/(кг·°C)	ρ , кг/м ³
Азот (N ₂)	$y = 2E-11x^4 - 3E-08x^3 - 8E-06x^2 + 0,0737x + 24,286$	$y = 4E-09x^3 - 1E-05x^2 + 0,0402x + 16,732$	$y = -3E-18x^6 + 9E-15x^5 - 1E-11x^4 + 5E-09x^3 - 6E-07x^2 - 0,0003x + 0,7052$	$y = 7E-05x^2 + 0,0917x + 12,762$	$y = -1E-18x^6 + 4E-15x^5 - 4E-12x^4 + 2E-09x^3 - 6E-08x^2 + 3E-05x + 1,03$	$y = 6E-18x^6 - 2E-14x^5 + 3E-11x^4 - 3E-08x^3 + 1E-05x^2 - 0,0044x + 1,2498$
Водень (H ₂)	$y = 4E-08x^3 - 0,0001x^2 + 0,4809x + 172,38$	$y = 3E-09x^3 - 7E-06x^2 + 0,0201x + 8,3621$	$y = 1E-18x^6 - 3E-15x^5 + 3E-12x^4 - 1E-09x^3 + 2E-07x^2 - 0,0001x + 0,688$	$y = 0,0005x^2 + 0,6353x + 89,203$	$y = -2E-17x^6 + 7E-14x^5 - 9E-11x^4 + 7E-08x^3 - 2E-05x^2 + 0,0044x + 14,191$	$y = 4E-19x^6 - 2E-15x^5 + 2E-12x^4 - 2E-09x^3 + 9E-07x^2 - 0,0003x + 0,0899$
Повітря	$y = 2E-08x^3 - 4E-05x^2 + 0,084x + 24,282$	$y = 8E-09x^3 - 2E-05x^2 + 0,0478x + 17,264$	$y = 7E-16x^5 - 2E-12x^4 + 1E-09x^3 + 1E-07x^2 - 0,0002x + 0,7067$	$y = -1E-08x^3 + 8E-05x^2 + 0,0932x + 13,075$	$y = -5E-16x^5 + 1E-12x^4 - 2E-09x^3 + 9E-07x^2 - 2E-05x + 1,0039$	$y = 6E-18x^6 - 2E-14x^5 + 3E-11x^4 - 3E-08x^3 + 1E-05x^2 - 0,0045x + 1,2928$
Кисень (O ₂)	$y = -2E-05x^2 + 0,0863x + 24,544$	$y = 6E-09x^3 - 2E-05x^2 + 0,0481x + 19,434$	$y = 5E-19x^6 - 2E-15x^5 + 4E-12x^4 - 4E-09x^3 + 2E-06x^2 - 0,0005x + 0,72$	$y = 8E-05x^2 + 0,0937x + 13,09$	$y = -6E-16x^5 + 2E-12x^4 - 2E-09x^3 + 1E-06x^2 + 0,0001x + 0,9147$	$y = -4E-15x^5 + 1E-11x^4 - 2E-08x^3 + 1E-05x^2 - 0,0047x + 1,428$
Оксид вуглецю (CO)	$y = 7E-09x^3 - 2E-05x^2 + 0,0695x + 23,311$	$y = 5E-09x^3 - 1E-05x^2 + 0,0412x + 16,645$	$y = -7E-18x^6 + 2E-14x^5 - 2E-11x^4 + 8E-09x^3 - 8E-07x^2 - 0,0002x + 0,7399$	$y = -1E-08x^3 + 1E-04x^2 + 0,0853x + 13,192$	$y = -8E-19x^6 + 2E-15x^5 - 3E-12x^4 + 7E-10x^3 + 4E-07x^2 + 4E-06x + 1,0396$	$y = 5E-18x^6 - 2E-14x^5 + 3E-11x^4 - 2E-08x^3 + 1E-05x^2 - 0,0043x + 1,2498$
Водяна пара (H ₂ O)	$y = -1E-08x^3 + 6E-05x^2 + 0,0825x + 14,867$	$y = -2E-09x^3 + 1E-05x^2 + 0,0364x + 8,27$	$y = 1E-17x^6 - 4E-14x^5 + 7E-11x^4 - 6E-08x^3 + 2E-05x^2 - 0,0055x + 1,418$	$y = 0,0001x^2 + 0,0816x + 9,9333$	$y = 3E-17x^6 - 1E-13x^5 + 1E-10x^4 - 1E-07x^3 + 5E-05x^2 - 0,0093x + 2,6643$	$y = -1E-15x^5 + 4E-12x^4 - 6E-09x^3 + 5E-06x^2 - 0,0023x + 0,7753$
Двоокис вуглецю (CO ₂)	$y = -1E-08x^3 + 9E-07x^2 + 0,0828x + 14,585$	$y = -5E-06x^2 + 0,0423x + 14,062$	$y = 1E-18x^6 - 5E-15x^5 + 8E-12x^4 - 6E-09x^3 + 3E-06x^2 - 0,0007x + 0,7799$	$y = 6E-05x^2 + 0,0512x + 6,8893$	$y = -2E-13x^4 + 7E-10x^3 - 1E-06x^2 + 0,0011x + 0,8151$	$y = 1E-17x^6 - 3E-14x^5 + 5E-11x^4 - 4E-08x^3 + 2E-05x^2 - 0,007x + 1,9764$
Метан (CH ₄)	$y = 6E-05x^2 + 0,1549x + 30,583$	$y = 8E-09x^3 - 1E-05x^2 + 0,0299x + 10,388$	$y = 1E-16x^6 - 2E-13x^5 + 2E-10x^4 - 6E-08x^3 + 1E-05x^2 - 0,0011x + 0,734$	$y = 2E-12x^5 - 3E-09x^4 + 1E-06x^3 - 0,0001x^2 + 0,1086x + 14,485$	$y = 8E-12x^4 - 1E-08x^3 + 7E-06x^2 + 0,0023x + 2,165$	$y = 5E-12x^4 - 9E-09x^3 + 6E-06x^2 - 0,0024x + 0,7166$
Етилен (C ₂ H ₄)	$y = -1E-09x^4 + 2E-07x^3 + 0,0002x^2 + 0,1042x + 17,624$	$y = -9E-06x^2 + 0,0315x + 9,4757$	$y = 3E-11x^4 - 2E-08x^3 + 4E-06x^2 - 0,0006x + 0,7941$	$y = 9E-05x^2 + 0,0517x + 7,4961$	$y = 2E-17x^6 - 6E-14x^5 + 6E-11x^4 - 4E-08x^3 + 8E-06x^2 + 0,0029x + 1,4712$	$y = -3E-08x^3 + 2E-05x^2 - 0,0047x + 1,261$

де λ_i , p_i – коефіцієнт теплопровідності та парціальний тиск i -го компоненту суміші, Вт/(м·К), Па;

s_i – поправкові множники, наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Значення s_i

Речовина	CO_2	CO	H_2O	O_2	N_2	H_2	H	OH	NO	O	N
s_i	1,17	0,75	0,92	0,81	0,99	0,75	1	1	1	1	1

Для визначення коефіцієнту динамічної в'язкості продуктів згорання використовується формула

$$\mu_{\text{ГАЗ}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\beta_i \cdot p_i}{\mu_i \cdot p}}, \quad (2.157)$$

де μ_i – коефіцієнт динамічної в'язкості i -го компоненту суміші, Па·с ;

β_i – поправкові множники, наведені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Значення β_i

Речовина	CO_2	CO	H_2O	O_2	N_2	H_2	H	OH	NO	O	N
β_i	1,15	1,1	0,89	0,76	0,99	0,44	1	1	1	1	1

Число Прандтля для димових газів

$$\text{Pr}_{\text{ГАЗ}} = \frac{\mu_{\text{ГАЗ}} \cdot C_{p \text{ ГАЗ}}}{\lambda_{\text{ГАЗ}}}. \quad (2.158)$$

2.4.2 Розрахунок теплофізичних властивостей вологого повітря

Питомий об'єм вологого повітря за формулою (2.159) [139]

$$v_{\text{ПОВ}} = \frac{8314}{\left(r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}} + (1 - r_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot \mu_{\text{ПОВ}}\right)} \cdot \frac{T_{\text{ПОВ}}}{P_{\text{ПОВ}}}, \quad (2.159)$$

$r_{\text{H}_2\text{O}}$ – об'ємна частка водяної пари у вологому повітрі

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{p_{\text{П}}}{p_{\text{Б}}} = \varphi \cdot r_{\text{Н}} = \left(\frac{0,622}{d_{\text{П}}} + 1\right)^{-1}, \quad (2.160)$$

де $r_{\text{Н}}$ – об'ємна доля пари в насиченому повітрі;

$p_{\text{Б}}$ – барометричний тиск або наближене до нього значення є сумою парціальних тисків сухого повітря $p_{\text{В}}$ та водяної пари $p_{\text{П}}$;

$d_{\text{П}}$ – кількість кг водяної пари, що міститься в 1 кг сухого повітря;

φ – відносна вологість повітря.

$$\varphi = \frac{p_{\text{П}}}{p_{\text{Н}}}, \quad (2.161)$$

де $p_{\text{Н}}$ – парціальний тиск пари в насиченому повітрі, Па.

Динамічна в'язкість вологого повітря та коефіцієнт теплопровідності визначаються як

$$\mu_{\text{ПОВ}} = \frac{\mu_{\text{ПОВС}}}{A} + \frac{\mu_{\text{П}}}{B}, \quad (2.162)$$

$$\lambda_{\text{ПОВ}} = \lambda_{\text{ПОВ}} = \frac{\lambda_{\text{ПОВС}}}{A} + \frac{\lambda_{\text{П}}}{B}, \quad (2.163)$$

де $\mu_{\text{ПОВС}}$, $\mu_{\text{П}}$ – динамічна в'язкість сухого повітря та пари, Па · с;

$\lambda_{\text{ПОВС}}$, $\lambda_{\text{П}}$ – коефіцієнт теплопровідності сухого повітря та пари, Вт/(м·К).

Коефіцієнти A та B

$$A = 1 + 0,789 \cdot \left(\frac{1}{r_{\text{П}}} - 1 \right), \quad (2.164)$$

$$B = 1 + 1,268 \cdot \left(\frac{1}{r_{\text{П}}} - 1 \right). \quad (2.165)$$

Число Прандтля для повітря

$$\text{Pr}_{\text{ПОВ}} = \frac{\mu_{\text{ПОВ}} \cdot c_{p \text{ ПОВ}}}{\lambda_{\text{ПОВ}}}. \quad (2.166)$$

Ізобарна масова теплоємність волого повітря

$$c_{p \text{ ПОВ}}^m = c_{p \text{ В}}^m + d_{\text{П}} c_{p \text{ П}}^m + d_{\text{РІД}} c_{p \text{ РІД}}^m, \quad (2.167)$$

де $c_{p \text{ В}}^m$, $c_{p \text{ П}}^m$, $c_{p \text{ РІД}}^m$ – теплоємності сухого повітря, пари та краплин води, кДж/(кг·К).

$d_{\text{РІД}}$ – маса води, кг, на 1 кг сухого повітря.

2.5 Висновки по Розділу 2

У даному розділі розроблено комплекс удосконалених методів та засобів розрахунку теплообмінного обладнання систем утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів.

Наведено математичну модель та метод дискретного розрахунку доменного повітрянагрівача.

Наведено опис основних методів теплового розрахунку рекуперативних теплообмінників, що включають ε - NTU -метод, P - NTU -метод та метод поправкового коефіцієнту.

Запропоновано удосконалений метод розрахунку рекуперативних утилізаторів, що базується на розбитті поверхні теплообміну на мікротеплообмінники та розрахунок кожного елементу за P - NTU -методом [125].

Описано метод гідравлічного розрахунку рекуператорів, який відбувається разом з тепловим розрахунком.

Оброблено багаточисельні табличні дані теплофізичних властивостей складових газів, палива і повітря, які апроксимовано у вигляді залежностей. Розроблено універсальний метод визначення теплофізичних властивостей суміші газів, що являють собою відхідні гази, паливо та повітря.

За допомогою цього методу можна, знаючи наперед склад газів, розраховувати на ЕОМ будь-які газо-повітряні, газо-паливні та газо-газові теплообмінники-утилізатори [126].

3 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ БЛОКУ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ З МЕТОЮ ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ

Для розрахунку і оцінки системи утилізації теплоти продуктів горіння треба задатися не лише даними, що відносяться до рекуператорів-утилізаторів, але й знати параметри димових газів: їх склад, температуру і витрату. Визначенню цих та інших важливих параметрів присвячено цей розділ.

Як вихідні дані в роботі використані результати теплотехнічних розрахунків, виконаних на кафедрі Теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» [140]. В цих розрахунках було розглянуто блок з трьох повітронагрівачів з виносною камерою згоряння, що працюють в послідовному режимі.

Проектна температура під куполом повітронагрівачів склала: $1350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт надлишку повітря: $\alpha = 1,08$.

Тривалість періоду нагріву (газового періоду) – $\tau_H = 1,83$ год, охолодження (дутья) – $\tau_D = 1$ год.

Як паливо для доменних повітронагрівачів розглядалась суміш доменного та коксового газів [141, 142]. Температура палива, що поступає на горіння в повітронагрівач, становила – $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Склад доменного та коксового газів наведено в таблицях 3.1 та 3.2.

Таблиця 3.1

Склад сухого доменного газу

Склад газу за об'ємом, %						Вологість коксового газу
CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	CH ₄	W ^c , г/м ³
21	23	3	53	0	0	50

Склад сухого коксового газу

Склад газу за об'ємом, %							Вологість коксового газу
CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	CH ₄	C _m H _n	W ^c , г/м ³
2,6	7,1	58,4	3,2	1	24,8	2,9	50

3.1 Розрахунок процесу горіння палива

Метою даного підрозділу є розрахунок горіння палива в доменному повітрянагрівачі та визначення складу димових газів.

Визначення об'ємів повітря й продуктів згоряння велося згідно методики, описаної у [143, с. 5-17].

Для газоподібного палива коефіцієнт перерахунку складу сухого газу на вологий (робочу масу палива) визначається з наступного виразу

$$k = \frac{100 - H_2O}{100}, \quad (3.1)$$

$$H_2O = \frac{100 \cdot W^c}{803,6 + W^c}, \quad (3.2)$$

де H_2O – вміст води в газі за об'ємом, %;

W^c – вміст водяних парів у сухому газі, г/м³;

803,6 – густина водяних парів при нормальних умовах (0°C, 101325 Па), г/м³.

Склад вологого газу визначається множенням відповідних компонентів сухого газу на коефіцієнт перерахунку k

$$CO_2^B = CO_2^C \cdot k\%, \quad CO^B = CO^C \cdot k\% \text{ і т. д.} \quad (3.3)$$

Нижня теплотворна здатність газу визначається за формулою

$$Q_n^p = 0,127 \cdot CO + 0,108 \cdot H_2 + 0,234 \cdot H_2S + \\ + 0,357 \cdot CH_4 + \sum Q \frac{C_m H_n}{100}, \text{ МДж/м}^3. \quad (3.4)$$

При вмісті у паливі невеликої кількості ненасичених вуглеводнів (до 3 %) невідомого складу останні приймаються такими, що складаються з етилену (C_2H_4). Тоді

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,596 \cdot C_m H_n, \text{ МДж/м}^3. \quad (3.5)$$

Для коксового газу при невідомому складі ненасичених вуглеводнів

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,71 \cdot C_m H_n, \text{ МДж/м}^3. \quad (3.6)$$

Якщо доля першого газу дорівнює x , то теплота суміші

$$Q_{\text{сум}} = (1 - x) \cdot Q_{\text{ДГ}} + x \cdot Q_{\text{КГ}}, \text{ МДж/м}^3. \quad (3.7)$$

Аналогічно $CO_{2\text{ сум}} = (1 - x) \cdot CO_{2\text{ ДГ}} + x \cdot CO_{2\text{ КГ}}$ і т. д.

Кількість теоретично необхідного повітря горіння при значенні надлишку повітря, що дорівнює 1

$$L_0 = 0,0476 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + 2CH_4 + \\ + \sum (m + n/4) \cdot C_m H_n - O_2] \cdot (1 + 0,00124 \cdot d_{\text{пов}}), \quad (3.8)$$

де CO , H_2 і т. д. – вміст відповідних компонентів в робочому паливі, %;

α – коефіцієнт витрати палива;

$d_{\text{пов}}$ – вологовміст сухого повітря, г/м³. Це значення розраховується як добуток відносної вологості для даних атмосферних умов на вологовміст, що відповідає певній температурі насичення. Середні параметри оточуючого середовища визначають згідно [144]. Середня місячна відносна вологість повітря найбільш холодного періоду становить 81 %, найбільш жаркого – 39 %; середня місячна температура найбільш холодного періоду становить -8 °С, найбільш жаркого – 29,1 °С. Оскільки кліматичні умови заводських зон відрізняються від середніх кліматичних параметрів, то в розрахунках приймають середню температуру жаркого літнього періоду 33 °С, середню температуру зимового періоду 3 °С [19, с. 358]. Тоді в нашому випадку $d_{\text{пов}}^{\text{хол}} = 5$ г/м³, $d_{\text{пов}}^{\text{тепл}} = 16,5$ г/м³.

Дійсна витрата повітря горіння при реальному значенні надлишку повітря дорівнює

$$L_d = \alpha \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.9)$$

Кількість продуктів згоряння

$$V_{CO_2} = (CO + CO_2 + CH_4 + \sum m C_m H_n) \cdot 0,01, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3.10)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot [H_2S + H_2 + 2CH_4 + \sum n / 2 \cdot C_m H_n + H_2O + 0,124 \cdot L_d \cdot d_{\text{пов}}], \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3.11)$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot (N_2 + 79L_d), \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3.12)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) \cdot L_0, \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.13)$$

де $V_{SO_2} = 0,01 \cdot H_2S$ – для обох газів складова H_2S відсутня.

Сумарний об'єм димових газів:

$$V_D = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{SO_2} \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (3.14)$$

Частку певного компоненту в продуктах згоряння можна обчислити як

$$r_{\text{комп}} = \frac{V_{\text{комп}}}{V_D}. \quad (3.15)$$

Результати перерахунку сухих мас газів на вологі зведено в табл. 3.3-3.4.

Таблиця 3.3

Склад вологого доменного газу

Склад газу за об'ємом, %						
CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	CH ₄	H ₂ O
19,8	21,6	2,8	49,9	0	0	5,9

Таблиця 3.4

Склад вологого коксового газу

Склад газу за об'ємом, %							
CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	CH ₄	C _m H _n	H ₂ O
2,4	6,7	55	3	0,9	23,4	2,7	5,9

Результати розрахунків складу та параметрів горіння змішаного палива, коли частка коксового газу становить 1-16 % зведено в табл. 3.5-3.6.

Склад паливної суміші при частці коксового газу 0-16 %

Вміст коксового газу, %	Склад газу за об'ємом, %							
	CO ₂	CO	H ₂	N ₂	O ₂	CH ₄	C _m H _n	H ₂ O
0	19,8	21,6	2,8	49,9	0	0	0	5,9
1	19,63	21,45	3,32	49,43	0,01	0,23	0,03	5,9
2	19,45	21,3	3,84	48,96	0,02	0,47	0,05	5,9
3	19,28	21,15	4,37	48,49	0,03	0,7	0,08	5,9
4	19,1	21	4,89	48,02	0,04	0,94	0,11	5,9
5	18,93	20,86	5,41	47,55	0,05	1,17	0,14	5,9
6	18,76	20,71	5,93	47,09	0,05	1,4	0,16	5,9
7	18,58	20,56	6,45	46,62	0,06	1,64	0,19	5,9
8	18,41	20,41	6,98	46,15	0,07	1,87	0,22	5,9
9	18,23	20,26	7,5	45,68	0,08	2,11	0,24	5,9
10	18,06	20,11	8,02	45,21	0,09	2,34	0,27	5,9
11	17,89	19,96	8,54	44,74	0,1	2,57	0,3	5,9
12	17,71	19,81	9,06	44,27	0,11	2,81	0,32	5,9
13	17,54	19,66	9,59	43,8	0,12	3,04	0,35	5,9
14	17,36	19,51	10,11	43,33	0,13	3,28	0,38	5,9
15	17,19	19,36	10,63	42,87	0,14	3,51	0,41	5,9
16	17,02	19,22	11,15	42,4	0,14	3,74	0,43	5,9

Таблиця 3.6

Результати розрахунку матеріального балансу палива з часткою коксового газу 0-16 %:

Вміст кокового газу, %	Період	Q_n^p , МДж/м ³	L_0 , м ³ /м ³	L_d , м ³ /м ³	V_{CO_2} , м ³ /м ³	V_{H_2O} , м ³ /м ³	V_{N_2} , м ³ /м ³	V_{O_2} , м ³ /м ³	V_d , м ³ /м ³	r_{CO_2}	r_{H_2O}	r_{N_2}	r_{O_2}
0	Зима	3,05	0,584	0,631	0,414	0,091	0,998	0,01	1,512	0,274	0,06	0,66	0,006
	Літо		0,593	0,64		0,1	1,005	0,01	1,528	0,271	0,066	0,657	0,007
1	Зима	3,19	0,619	0,669	0,414	0,102	1,023	0,01	1,548	0,267	0,066	0,66	0,007
	Літо		0,628	0,678		0,111	1,03	0,011	1,566	0,264	0,071	0,658	0,007
2	Зима	3,33	0,654	0,706	0,413	0,112	1,048	0,011	1,584	0,261	0,071	0,661	0,007
	Літо		0,663	0,716		0,123	1,055	0,011	1,602	0,258	0,076	0,659	0,007
3	Зима	3,47	0,689	0,744	0,413	0,123	1,073	0,012	1,62	0,255	0,076	0,662	0,007
	Літо		0,698	0,754		0,134	1,081	0,012	1,639	0,252	0,082	0,659	0,007
4	Зима	3,61	0,724	0,781	0,413	0,134	1,098	0,012	1,656	0,249	0,081	0,663	0,007
	Літо		0,734	0,792		0,145	1,106	0,012	1,676	0,246	0,086	0,66	0,007
5	Зима	3,75	0,758	0,819	0,412	0,144	1,123	0,013	1,692	0,244	0,085	0,664	0,008
	Літо		0,769	0,831		0,156	1,132	0,013	1,713	0,241	0,091	0,661	0,008
6	Зима	3,89	0,793	0,857	0,412	0,155	1,148	0,013	1,728	0,238	0,09	0,664	0,008
	Літо		0,804	0,869		0,167	1,157	0,014	1,75	0,235	0,096	0,661	0,008
7	Зима	4,03	0,828	0,894	0,412	0,166	1,173	0,014	1,764	0,233	0,094	0,665	0,008
	Літо		0,84	0,907		0,179	1,183	0,014	1,787	0,23	0,1	0,662	0,008
8	Зима	4,17	0,863	0,932	0,411	0,176	1,198	0,014	1,8	0,229	0,098	0,665	0,008
	Літо		0,875	0,945		0,19	1,208	0,015	1,824	0,225	0,104	0,662	0,008
9	Зима	4,31	0,897	0,969	0,411	0,187	1,223	0,015	1,835	0,224	0,102	0,666	0,008
	Літо		0,91	0,983		0,201	1,233	0,015	1,861	0,221	0,108	0,663	0,008
10	Зима	4,45	0,932	1,007	0,411	0,198	1,248	0,016	1,871	0,219	0,106	0,667	0,008
	Літо		0,945	1,021		0,212	1,259	0,016	1,897	0,216	0,112	0,663	0,008
11	Зима	4,59	0,967	1,044	0,41	0,208	1,273	0,016	1,907	0,215	0,109	0,667	0,009
	Літо		0,981	1,059		0,224	1,284	0,016	1,934	0,212	0,116	0,664	0,009
12	Зима	4,73	1,002	1,082	0,41	0,219	1,298	0,017	1,943	0,211	0,113	0,668	0,009
	Літо		1,016	1,097		0,235	1,31	0,017	1,971	0,208	0,119	0,664	0,009
13	Зима	4,87	1,037	1,12	0,409	0,23	1,323	0,017	1,979	0,207	0,116	0,668	0,009
	Літо		1,051	1,135		0,246	1,335	0,018	2,008	0,204	0,122	0,665	0,009
14	Зима	5,01	1,071	1,157	0,409	0,24	1,348	0,018	2,015	0,203	0,119	0,669	0,009
	Літо		1,087	1,174		0,257	1,36	0,018	2,045	0,2	0,126	0,665	0,009
15	Зима	5,15	1,106	1,195	0,409	0,251	1,373	0,019	2,051	0,199	0,122	0,669	0,009
	Літо		1,122	1,212		0,268	1,386	0,019	2,082	0,196	0,129	0,666	0,009
16	Зима	5,29	1,141	1,232	0,408	0,262	1,398	0,019	2,087	0,196	0,125	0,67	0,009
	Літо		1,157	1,25		0,28	1,411	0,019	2,119	0,193	0,132	0,666	0,009

Для наочності склад димових газів зображено на рис. 3.1-3.2.

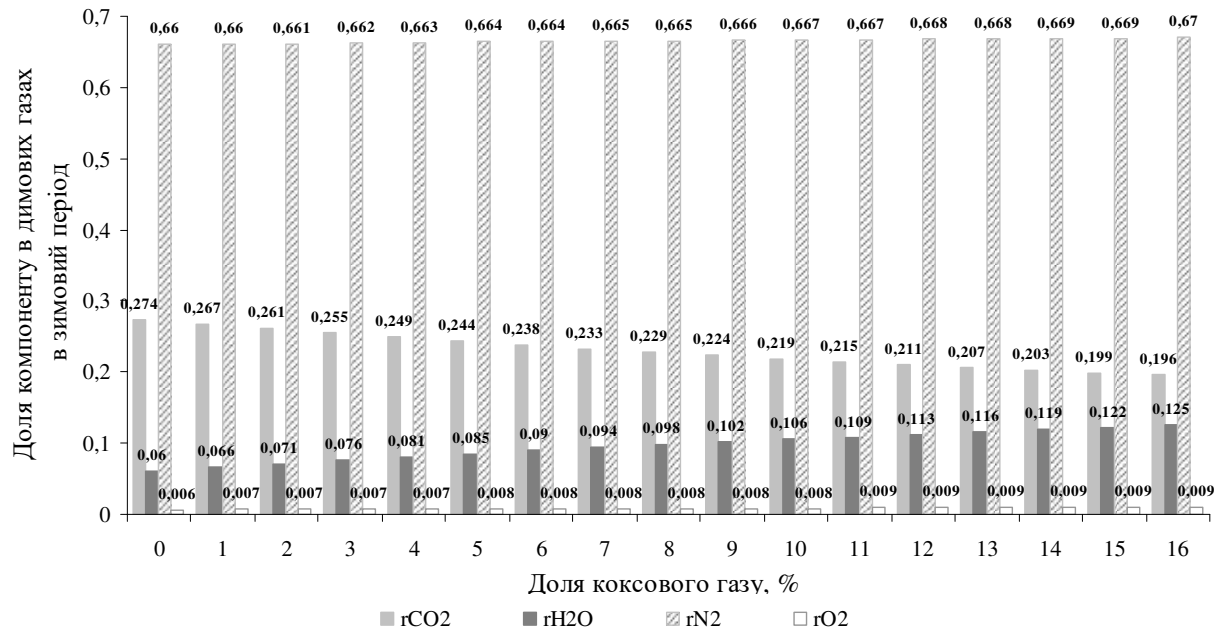


Рисунок 3.1 – Склад димових газів в зимовий період

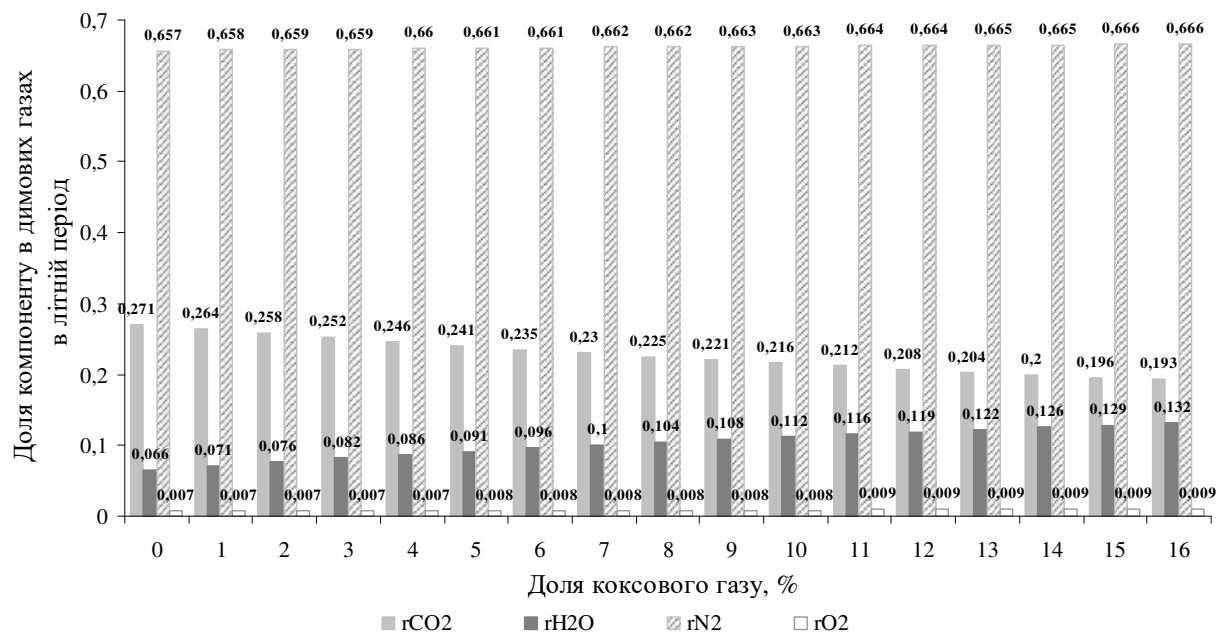


Рисунок 3.2 – Склад димових газів в літній період

3.2 Визначення температур підігріву компонентів горіння

Метою розробки системи утилізації теплоти димових газів блоку доменних повітрянагрівачів є економія або витіснення висококалорійних

домішок, в даному випадку коксового газу, з палива, що мають високу вартість, шляхом підігріву компонентів горіння (палива, повітря). Початковими даними для розрахунку систем утилізації слугують температури підігріву компонентів горіння, на які в свою чергу впливають початкові параметри компонентів.

Ці температури визначають з рівняння теплового балансу спалювання 1 м³ палива [98, с. 208]

$$V_D \cdot c_{D0}^{t_{кал}} \cdot t_{кал} = Q_n^p + Q_{ф.п.} + Q_{ф.пов} - q_{х.н.}, \quad (3.16)$$

де V_D – дійсний об'єм продуктів згоряння, м³/м³.

$c_{D0}^{t_{кал}}$ – середня об'ємна теплоємність продуктів згоряння в інтервалі температур 0- $t_{кал}$, кДж/(м³·°C);

Q_n^p – теплота згоряння вологого газу, кДж/м³;

$Q_{ф.п.} = c_{0Г}^{t_Г} \cdot t_Г$ – фізична теплота палива, кДж/м³;

$Q_{ф.пов.} = L_D \cdot c_{0ПОВ}^{t_{ПОВ}} \cdot t_{ПОВ}$ – фізична теплота повітря, кДж/м³;

$t_Г, t_{ПОВ}$ – температури підігріву палива і повітря, °C;

$c_{0Г}^{t_Г}, c_{0ПОВ}^{t_{ПОВ}}$ – середні об'ємні теплоємності палива в інтервалі температур 0- $t_Г$ і повітря горіння в інтервалі температур 0- $t_{ПОВ}$, кДж/(м³·°C);

$q_{х.н.}$ – питома теплота хімічного недопалу палива, кДж/м³.

Величина калориметричної температури може бути знайдена за графіком наведеним в [19, с. 121].

Для повітрянагрівача з виносною камерою згоряння при $t_{куп} = 1350$ °C калориметрична температура становитиме $t_{кал} = 1530$ °C.

Величина пірометричного коефіцієнту розраховується за формулою

$$\eta_{\text{пир}} = \frac{t_{\text{куп}}}{t_{\text{кал}}} = \frac{1350}{1530} = 0,882. \quad (3.17)$$

В альтернативному джерелі [145, с. 155] середнє значення калориметричного коефіцієнту для повітрянагрівачів складає 0,77-0,9. Тобто отриманий результат є прийнятним.

Наступний крок – визначення температур підігріву компонентів горіння, необхідних для забезпечення калориметричної температури згоряння при зниженні частки коксового газу в паливі. Виконано ряд розрахунків: коли підігрівається лише повітря (зимовий і літній період), коли підігрівається і повітря, і доменний газ (зимовий і літній період); частка коксового газу у паливі становила 0-16 % [146].

Значенням хімічного недопалу знехтували. Максимальна температура підігріву доменного газу – 170 °С, оскільки обмежується стійкістю гумового ущільнювача дроселя, що регулює витрату доменного газу [98, с. 217].

З рівняння (3.16) фізична теплота повітря становить

$$Q_{\text{ф.пов}} = V_{\text{Д}} \cdot c_{\text{Д}0}^{t_{\text{кал}}} \cdot t_{\text{кал}} - Q_{\text{н}}^p - Q_{\text{ф.п.}}. \quad (3.18)$$

З рівняння (3.19) визначається необхідна температура підігріву повітря

$$Q_{\text{ф.пов.}} = c_{0\text{ПОВ}}^{t_{\text{ПОВ}}} \cdot t_{\text{ПОВ}} \cdot L_{\text{Д}}. \quad (3.19)$$

Результати розрахунків представлено в таблиці 3.7 та рис. 3.3-3.4

Таблиця 3.7

Визначення температур підігріву компонентів горіння для забезпечення калориметричної температури

Вміст коксового газу, %	Період	$c_{Г0}^{t_{кал}}$, кДж/(м ³ ·°C)		$c_{0Д}^{t_{Г}}$, кДж/ (м ³ ·°C)	$Q_{ф.п.}$, кДж		$Q_{ф.пов.}$, кДж		$c_{0ПОВ}^{t_{пов}} \cdot t_{пов}$, кДж		$t_{пов}$, °C	
		підігрів лише повітря	підігрів повітря і палива		підігрів лише повітря	підігрів повітря і палива	підігрів лише повітря	підігрів повітря і палива	підігрів лише повітря	підігрів повітря і палива	підігрів лише повітря	підігрів повітря і палива
0	Зима	1,379	1,407	1,713	68,96	239,22	848,08	677,75	1343,78	1073,98	953	780
	Літо			1,712			889,38	719,12	1389,64	1123,61	987	812
1	Зима	1,379	1,408	1,709	68,966	239,31	792,96	622,41	1185,62	930,86	843	685
	Літо			1,708			836,59	666,24	1233,69	982,48	868	720
2	Зима	1,379	1,408	1,705	68,972	239,41	737,71	567,07	1044,3	802,96	761	595
	Літо			1,704			783,8	613,37	1094,34	856,38	794	633
3	Зима	1,38	1,409	1,702	68,978	239,5	682,25	511,73	917,25	687,99	675	513
	Літо			1,701			731,01	560,49	969,04	743,02	711	552
4	Зима	1,38	1,409	1,698	68,984	239,59	627	456,39	802,42	584,08	595	438
	Літо			1,698			678,22	507,62	855,84	640,56	632	479
5	Зима	1,38	1,41	1,695	68,99	239,68	571,75	401,05	698,13	489,71	520	369
	Літо			1,694			625,43	454,74	753,01	547,5	559	411
6	Зима	1,38	1,41	1,692	69,996	239,77	516,49	345,71	602,99	403,62	452	306
	Літо			1,691			572,64	401,86	659,2	462,61	492	349
7	Зима	1,38	1,411	1,689	69,002	239,86	461,24	290,8	515,85	324,76	388	247
	Літо			1,688			519,85	348,99	573,28	384,86	430	292
8	Зима	1,38	1,412	1,686	69,008	239,96	405,98	235,04	435,74	252,26	329	193
	Літо			1,685			467,06	296,11	494,29	313,38	372	239
9	Зима	1,38	1,412	1,683	69,014	240,05	350,73	179,7	361,84	185,39	274	142
	Літо			1,683			414,27	243,23	421,42	247,44	319	189
10	Зима	1,38	1,413	1,681	69,02	240,14	295,47	124,36	293,46	123,51	224	95
	Літо			1,68			361,48	190,36	354	186,42	269	143
11	Зима	1,381	1,413	1,678	69,026	240,23	240,22	69,02	230	66,08	176	51
	Літо			1,678			308,69	137,48	291,42	129,79	222	100
12	Зима	1,381	1,414	1,676	69,032	240,32	184,97	13,68	170,94	12,64	132	9,7
	Літо			1,675			255,89	84,61	233,19	77,1	178	60
13	Зима	1,381	1,414	1,673	69,038	240,41	129,71	-41,66	115,86	-37,21	90	-
	Літо			1,673			203,1	31,73	178,87	27,94	138	22
14	Зима	1,381	1,415	1,671	39,044	240,5	74,46	-97	64,34	-83,83	50	-
	Літо			1,671			150,31	-21,15	128,08	-18,02	99	-
15	Зима	1,381	1,415	1,669	69,05	240,6	19,2	-152,34	16,07	-127,51	12	-
	Літо			1,668			97,52	-71,02	80,48	-61,09	62	-
16	Зима	1,381	1,416	1,667	69,057	240,69	-36,05	-207,68	-29,25	-168,53	-	-
	Літо			1,666			44,73	-126,9	35,79	-101,54	27,7	-

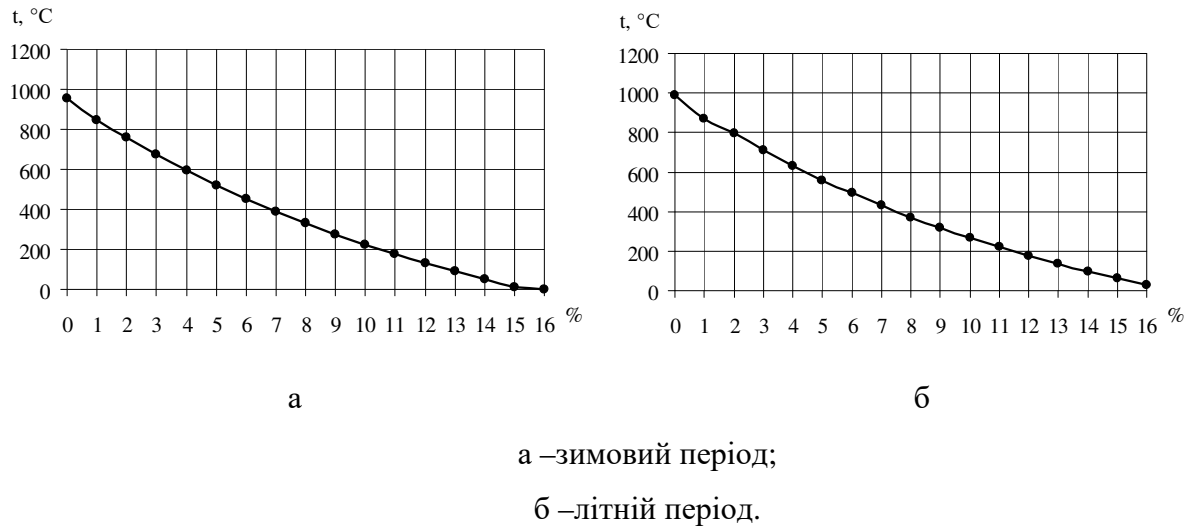


Рисунок 3.3 – Необхідні температури підігріву повітря горіння у випадку підігріву лише повітря

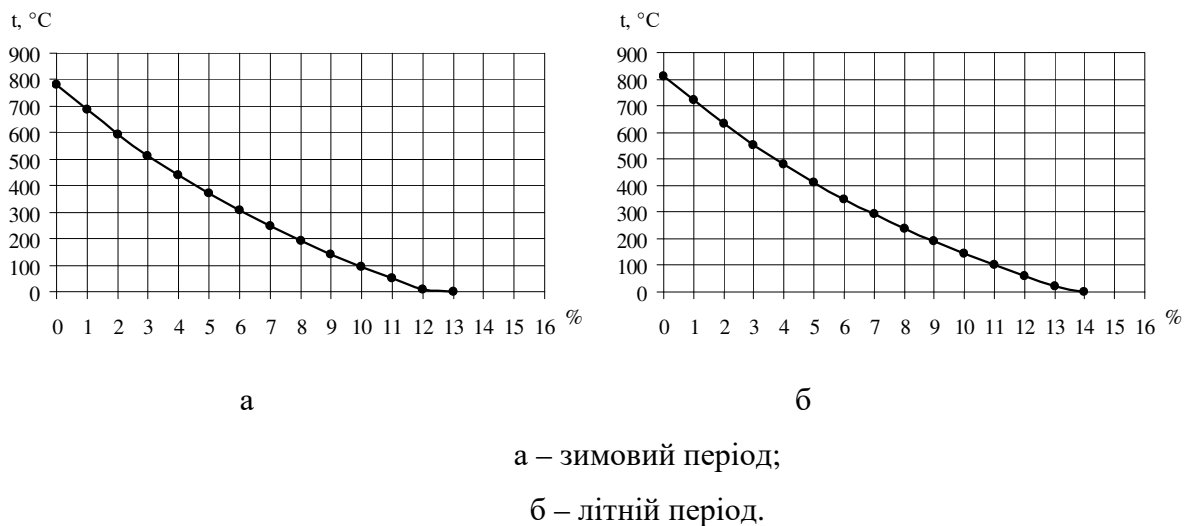


Рисунок 3.4 – Необхідні температури підігріву повітря горіння у випадку підігріву повітря та палива

З результатів розрахунків видно, що для забезпечення необхідної калориметричної, тобто – і проектної температури, під куполом повітрянагрівача необхідно спалювати паливо з часткою коксового газу 16 %. Підігрів повітря горіння може призвести до скорочення цього параметру до 9-12 %, а одночасний підігрів і повітря, і палива – до 7-9 %. Для

подальших розрахунків необхідним кроком стало визначення параметрів димових газів: зміни їх температури після доменних повітрянагрівачів і витрати за часом.

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» [147]. За табл. 3.7 було обрано перспективні випадки (див. заштриховані чарунки табл. 3.7): було здійснено розрахунки для складу палива з вмістом коксового газу 9-12 % в зимовий і літній періоди, та 7-9 % аналогічно.

Температура димових газів для всіх випадків складу палива подібна (див. табл. 3.8). Значення розрахованих параметрів компонентів горіння і димових газів зведено в таблицю 3.9.

Таблиця 3.8

Температура димових газів після одного повітрянагрівача

Момент часу, с	Температура димових газів	
	Зимовий період	Літній період
1	89 °С	90 °С
1000	119 °С	120 °С
2000	162 °С	162 °С
3000	209 °С	210 °С
4000	260 °С	260 °С
5000	313 °С	313 °С
6000	367 °С	367 °С
6600	399 °С	400 °С

Таблиця 3.9

Витрати компонентів горіння та димових газів для одного доменного повітрянагрівача

Частка коксового газу, %	Період	Температура палива, °С	Температура повітря, °С	Витрата суміші палива, м³/год	Витрата повітря горіння, м³/год	Витрата доменного газу, м³/год	Витрата коксового газу, м³/год	Витрата димових газів, м³/год	Витрата дуття, м³/хв
Підігрів повітря і палива									
7	Зима	170	247	77244,9	69056,94	71837,76	5407,14	136260	3999,96
	Літо	170	292	76250,7	69159,38	70913,15	5337,55	136345	
8	Зима	170	193	76260	71074,32	70159	6180	137268	
	Літо	170	239	75296,05	71154,77	69232,37	6023,68	137340	
9	Зима	170	142	75295,91	72961,74	68519,28	6776,63	138168	
	Літо	170	189	74321,33	73057,87	67632,41	6688,92	138312	
Підігрів лише повітря									
10	Зима	50	224	74366,65	74887	66929,98	7436,66	139140	3999,96
	Літо	50	269	73347,39	74925,97	66012,65	7334,74	139212	
11	Зима	50	176	73510,23	76644,68	65424,10	8086,12	140184	
	Літо	50	222	72409,51	76721,68	64444,17	7965,05	140240	
12	Зима	50	132	72722,59	78685,85	63995,88	8726,71	141300	
	Літо	50	178	71598,17	78743,20	63006,39	8591,78	141380	
Без підігріву компонентів горіння									
16	Зима	50	3	69636,80	85792,54	58494,91	11141,89	145332	3999,96
	Літо	50	33	68585,18	85731,48	57611,55	10973,63	145332	

На основі даних таблиці 3.9 можна побудувати діаграми 3.5-3.7.

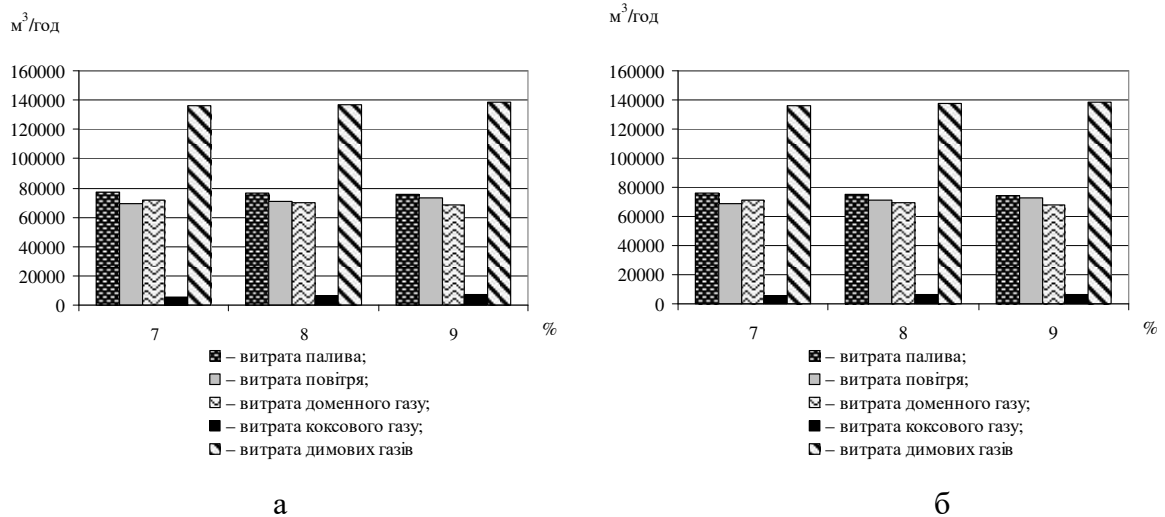


Рисунок 3.5 – Витрата компонентів горіння та димових газів при підігріві повітря та палива

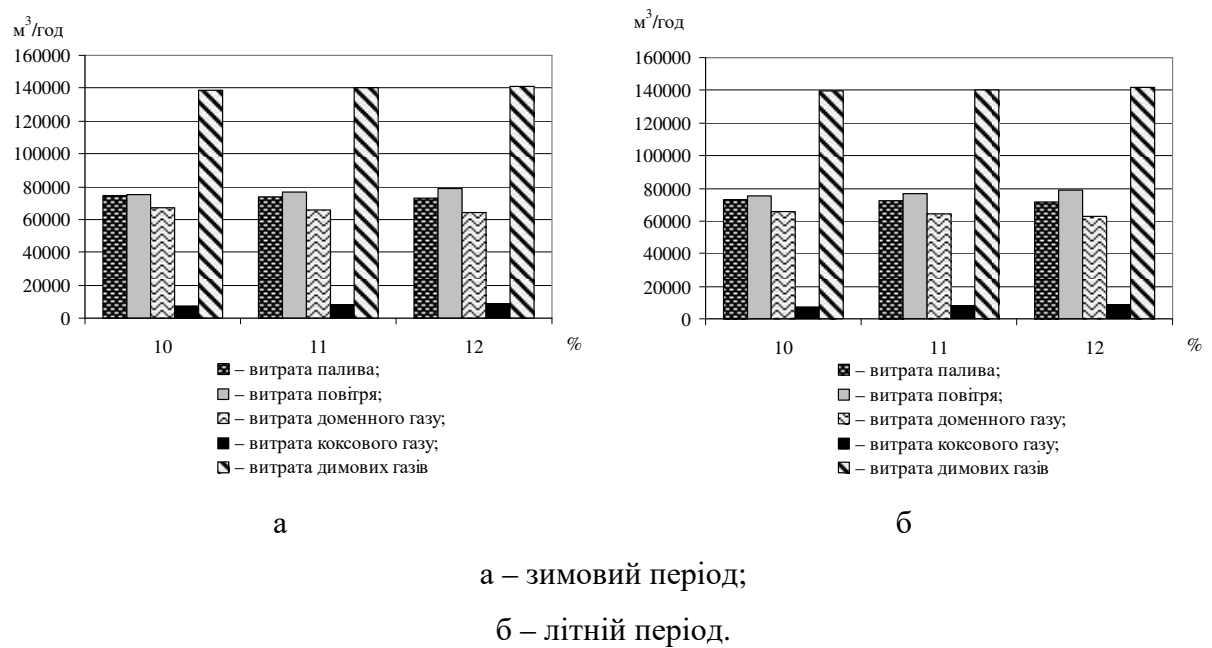


Рисунок 3.6 – Витрата компонентів горіння та димових газів при підігріві лише повітря

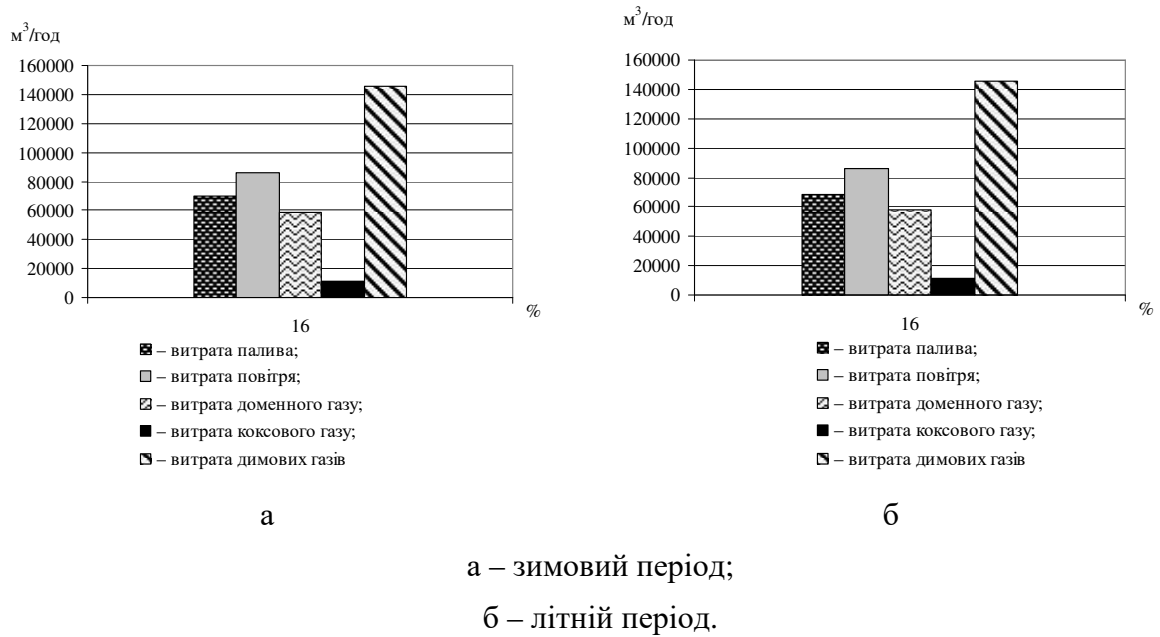
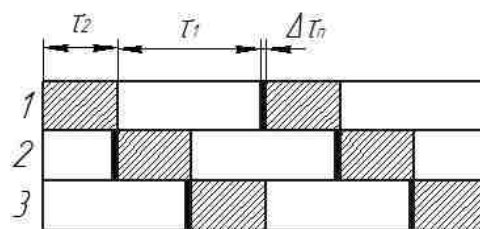


Рисунок 3.7 – Витрата компонентів горіння та димових газів при відсутності підігріву компонентів горіння

3.3 Визначення режимних параметрів димових газів в загальному газоході

Після розрахунку отримали, що температура димових газів одного повітрянагрівача за цикл змінюється з 90 до 400°C. Режим роботи у період дуття є послідовний, тобто повітрянагрівачі по черзі, один за одним, стають на дуття (рис. 3.8 [20, с. 59]).



τ_1 – тривалість газового періоду, год;
 τ_2 – тривалість періоду дуття, год;
 $\Delta\tau_n$ – час перекидання клапанів, год.

Рисунок 3.8 – Часовий графік режимів роботи блоку із трьох повітрянагрівачів

Тривалість періоду нагріву (газового періоду) становить 1,83 год, охолодження (дутья) – 1 год. Після постановки на дутья одного повітрянагрівача попередній одразу знімається.

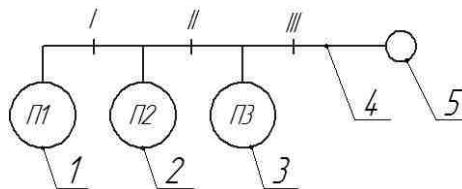
На рис. 3.9 приведена схема газовідвідного тракту блоку з трьох повітрянагрівачів. Визначення температури та витрати потоку димових газів визначались за (3.20)-(3.21). На рис. 3.10 показано зміну температури та витрати димових газів за цикл для характерних перерізів I, II з рис. 3.9 з урахуванням того факту, що повітрянагрівачі працюють в послідовному режимі. Значення витрати димових газів для прикладу розглянуто для випадку, коли частка коксового газу становить 11 %: повітря підігрівається у теплий період року до 222 °С, витрата димових газів для одного повітрянагрівача – 140184 м³/год (39 м³/с).

Середня температура димових газів

$$t_{\text{сум}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} t_n}{n}. \quad (3.20)$$

Витрата димових газів розраховується як сума витрат димових газів від всіх працюючих в заданий момент часу повітрянагрівачів

$$V_{\text{ГАЗ}} = \sum_{i=1}^n V_{\text{ГАЗ}_i}. \quad (3.21)$$

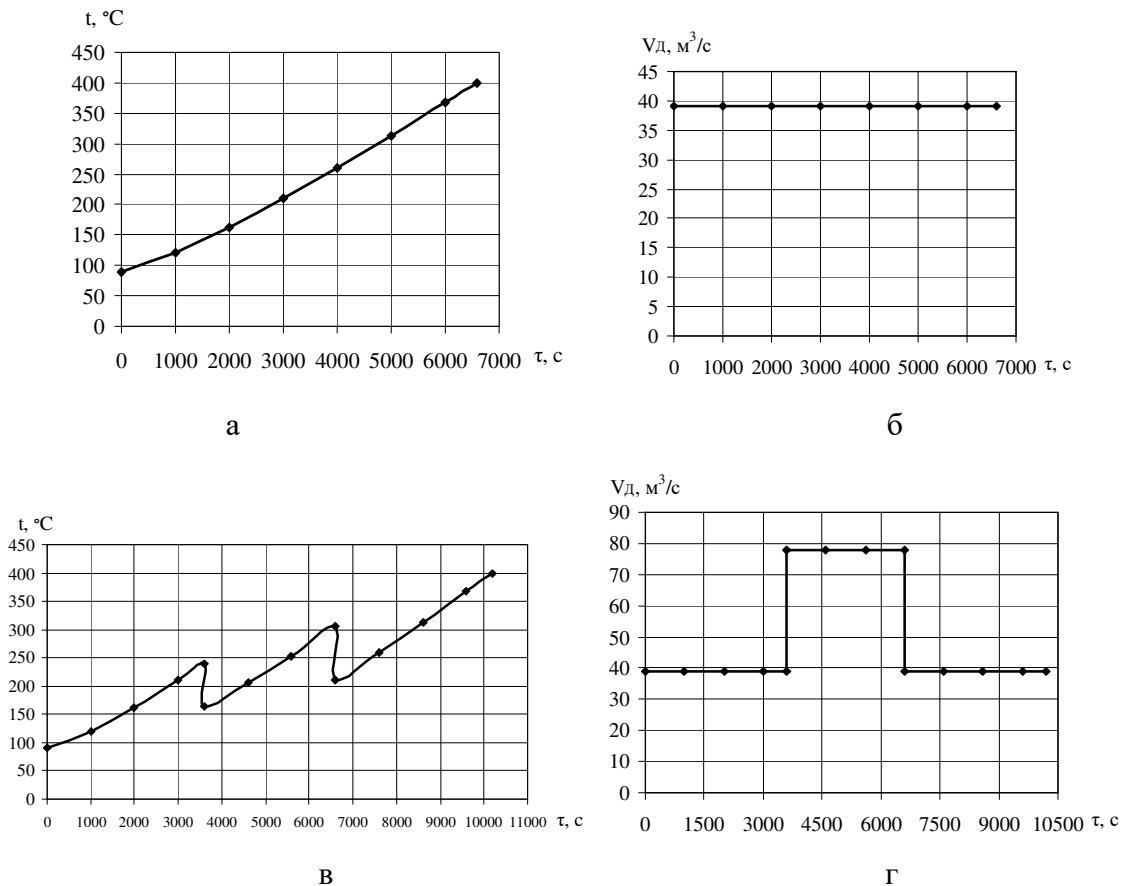


1-3 – доменні повітрянагрівачі; 4 – газовідвідний тракт; 5 – димова труба.

Рисунок 3.9 – Схема газовідвідного тракту

Зміну параметрів за цикл з послідовною роботою трьох повітрянагрівачів зображено на рис. 3.11-3.12. На рис. 3.11 представлені температурні параметри, на ньому видно, що температура димових газів коливається від 210 °С до 281 °С. Рис. 3.12 зображує зміну витрати димових газів за часом [148, 149].

Повний тиск повітря перед рекуператором-утилізатором, що складає 106943 Па, прийнято рівним сумі тиску у пальнику 5150 Па [20, с. 40], проектного аеродинамічного опору рекуператора 468 Па [98, с. 234] та атмосферного тиску. Повний тиск доменного газу рівний сумі атмосферного, надлишкового 4903-9807 Па [98, с. 213] та проектного опору рекуператора 740 Па [98, с. 234], тобто – 106968-111872 Па. Тиск димових газів прийнятий, орієнтуючись на [98, с. 136] – 104000 Па.



а, б – температура і витрата димових газів для I перерізу;

в, г – те саме для II перерізу;

Рисунок 3.10 – Зміни температури та витрати димових газів за цикл в характерних перерізах

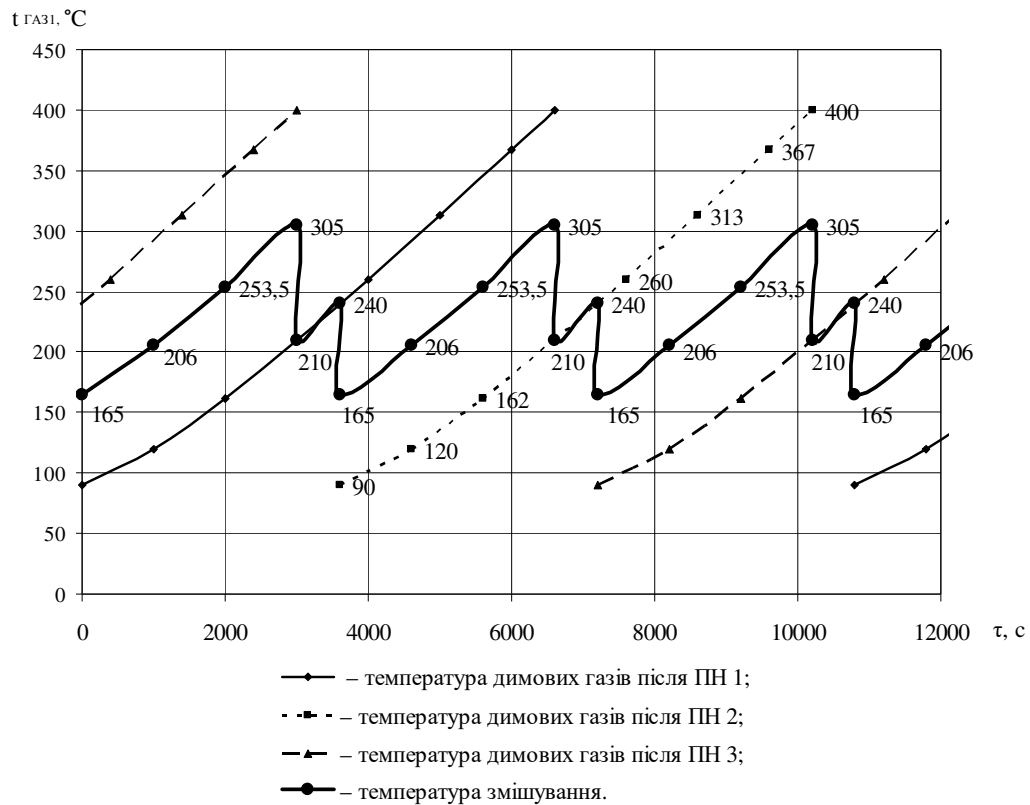


Рисунок 3.11 – Температура димових газів блоку повітрянагрівачів в залежності від часу

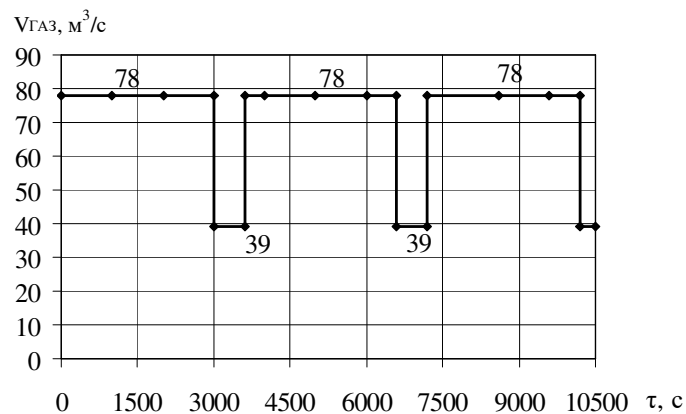


Рисунок 3.12 – Витрата димових газів при роботі трьох повітрянагрівачів в залежності від часу

У відповідності з рис. 3.11 температура змішування має пилоподібний характер і лежить в діапазоні 165-305 °C. Але треба зазначити, що криві температур кожного повітрянагрівача в дійсності є суцільними. Реальний

характер залежностей температур димових газів від часу можна побачити на рис. 9.3 [98 с. 238], що відображає експериментальні виміри. Пилоподібна крива в дійсності є більш м'якою і лежить у більш вузькому діапазоні.

Середня температура за графіком з рис. 3.11 після блоку повітронагрівачів становить 246 °С. Ця температура визначалась з урахуванням того, що об'єм загального димоходу досить великий, температура та тиск газів, що поступають з регенераторів вирівнюється в ньому. Рекуператор-утилізатор в цьому випадку працює практично у стаціонарному режимі.

3.4 Висновки по Розділу 3

На основі математичної моделі доменного повітронагрівача, методу і комп'ютерної програми одержали параметри димових газів в характерних перерізах за цикл роботи регенеративних повітронагрівачів.

Вихідні дані, що стосуються повітронагрівачів та параметрів палива є ключовими у визначенні режимних параметрів димових газів та температур підігріву компонентів горіння. Якщо система нагріву дуттьового повітря проектується, а не модернізується, немає змоги виміряти параметри димових газів та компонентів повітронагрівачів. Тоді є актуальним запропонований підхід до розрахунку, що наведений в цьому розділі і складається з етапів:

- розрахунку складу палива;
- розрахунку процесу горіння палива;
- визначення калориметричної температури димових газів під куполом повітронагрівачів;
- визначення необхідних температур підігріву повітря горіння [146];
- визначення параметрів компонентів горіння та димових газів для одного повітронагрівача;
- визначення динамічних параметрів димових газів у загальному газоході [148, 149].

4 РОЗРОБКА СХЕМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ТА АНАЛІЗ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ

В цьому розділі виконано розробку утилізаційних схем, проведено аналіз отриманих даних в результаті розрахунків рекуператорів-утилізаторів, розроблено рекомендації з підвищення ефективності схем.

На основі запропонованого методу (розділ 2) та вихідних даних (розділи 2, 3) була створена розрахункова програма. Метод дискретного розрахунку дав можливість визначити температури теплоносіїв та поверхонь стінок рекуператорів як зсередини, так і ззовні у кожній точці (з урахуванням поділу) за напрямком руху теплоносіїв, а також температури теплоносіїв на виході. Розроблена програма враховує наявність забруднень та відкладень на поверхнях та експлуатаційну шорсткість.

Додатково визначалась різниця між температурою насичення водяної пари (при парціальному тиску газів, що відходять) та температурою зовнішньої стінки у даному місці. Від’ємне значення цієї різниці буде свідчити, що у цьому місці буде відбуватись випадіння (конденсація) вологи та корозія поверхні [150-152].

4.1 Розробка схем утилізації теплоти доменних повітронагрівачів та конструкцій теплообмінного обладнання

Запропоновано розглянути чотири конфігурації систем утилізації:

1. Одночасний підігрів повітря і паливної суміші в окремих рекуператорах (рис. 4.1).

2. Підігрів повітря горіння за допомогою одного рекуператора (рис. 4.2).

3. Підігрів повітря у двох паралельно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах (рис. 4.3).

4. Підігрів повітря у двох послідовно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах (рис. 4.4).

Потік димових газів у першому випадку повністю направляється у рекуператор, в інших – розділяється і подається у два рекуператори.

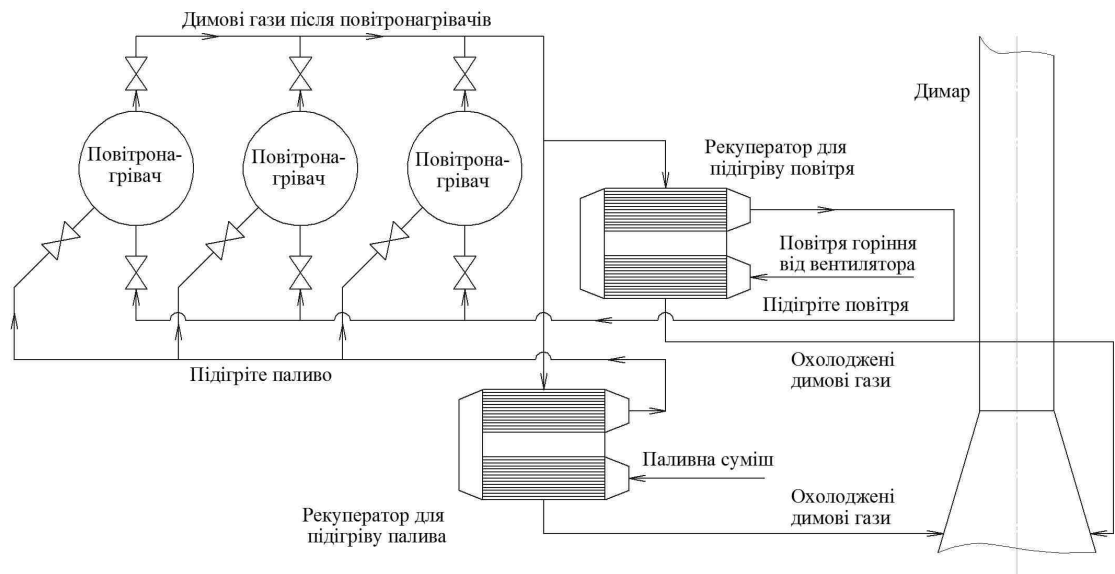


Рисунок 4.1 – Схема одночасного підігріву повітря і паливної суміші у окремих рекуператорах

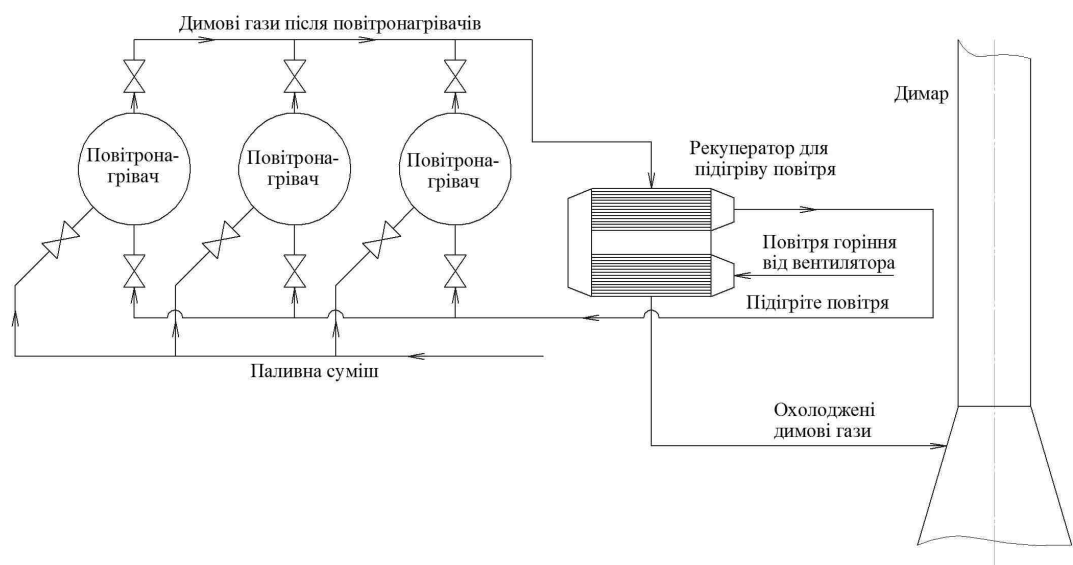


Рисунок 4.2 – Схема підігріву повітря горіння за допомогою одного рекуператора

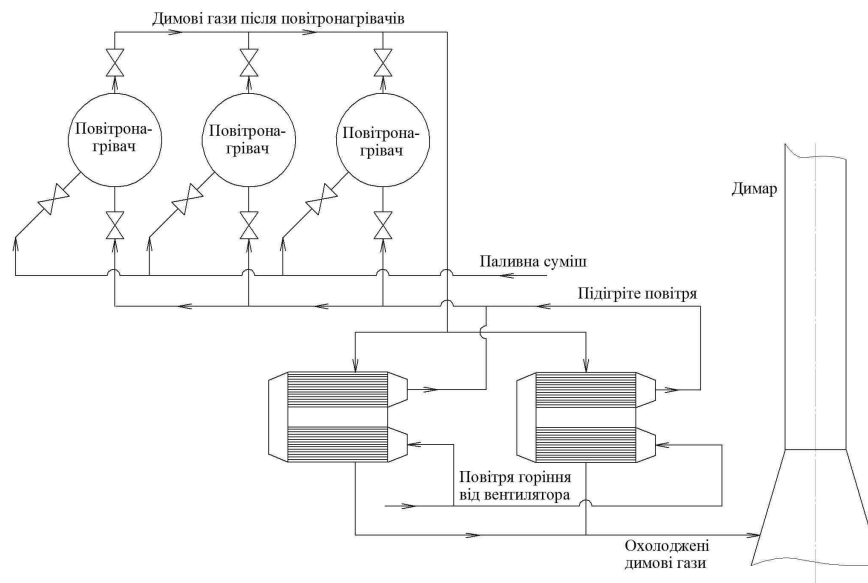


Рисунок 4.3 – Схема підігріву повітря у двох паралельно включених за напрямком руху повітря рекуператорах

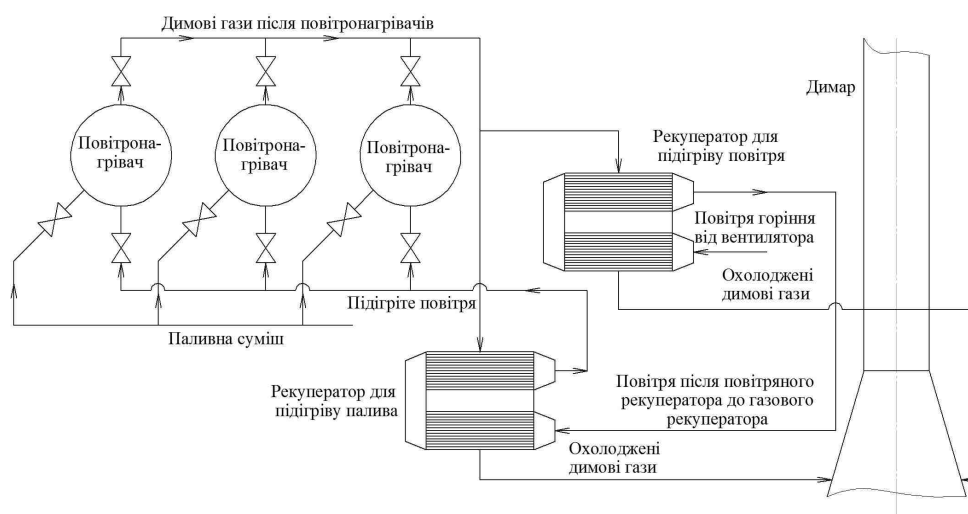


Рисунок 4.4 – Схема підігріву повітря у двох послідовно включених за напрямком руху повітря рекуператорах

Із широкого різноманіття теплообмінного оснащення в якості теплообмінників-утилізаторів обрано двоходові гладкотрубні рекуператори з перехресно-протиточною схемою руху теплоносіїв, подібні до тих, що вперше використовувались на території України для утилізації теплоти димових газів блоку доменних повітрянагрівачів на доменній печі № 2

ВАТ «Запоріжсталь». Геометричні характеристики поверхні нагріву наведені в таблицях 4.1-4.2, схеми розташування труб та трубних пучків однієї секції – на рисунках 4.5-4.7 [98, с. 234-236].

Теплообмінники є одноходовими за напрямком димових газів та двоходовим за напрямком руху повітря або палива. Повітря або паливо подається в трубки, димові гази – між трубками.

У системах утилізації, зображених на рис. 4.1, 4.3, 4.4, запропоновано використати два рекуператори, що мають ідентичні характеристики поверхні теплообміну. У першому випадку (рис. 4.1) один рекуператор слугує для підігріву повітря, інший – для підігріву палива. В інших випадках (рис. 4.3, 4.4) обидва рекуператори використовуються для підігріву повітря. Це дозволить уніфікувати обладнання та скоротити витрати на його виробництво.

Таблиця 4.1

Геометричні характеристики поверхні нагріву теплообмінників для підігріву повітря та палива для схем з рис. 4.1, 4.3, 4.4

Характеристика поверхні нагріву теплообмінника	
Зовнішній діаметр труб, м	0,040
Внутрішній діаметр труб, м	0,0368
Крок розбивки пучку, м	0,08×0,035
Довжина труб, м	3,95
Кількість рядів труб	53
Кількість труб у поперечному напрямку	63
Кількість ходів	2

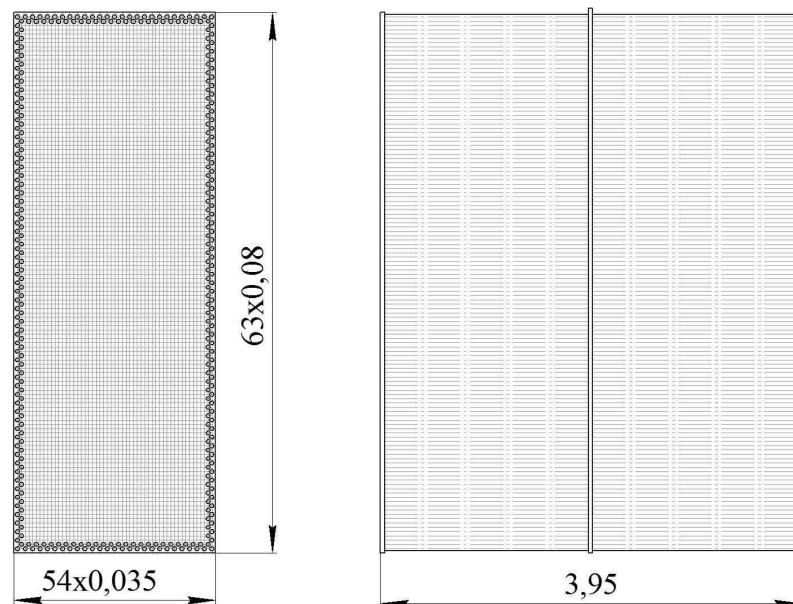


Рисунок 4.5 – Схема трубчатки однієї секції теплообмінників для підігріву повітря та палива для схем з рис. 4.1, 4.3, 4.4

У системі утилізації, схема якої зображена на рис. 4.2, використовується дещо інший рекуператор для підігріву повітря.

Таблиця 4.2

Геометричні характеристики поверхні нагріву теплообмінника для підігріву повітря для схеми з рис. 4.2

Характеристика поверхні нагріву теплообмінника	
Зовнішній діаметр, м	0,040
Внутрішній діаметр труб, м	0,0368
Крок розбивки пучку, м	0,08×0,035
Довжина труб, м	5,95
Кількість рядів	60
Кількість труб у поперечному напрямку	101
Кількість ходів	2

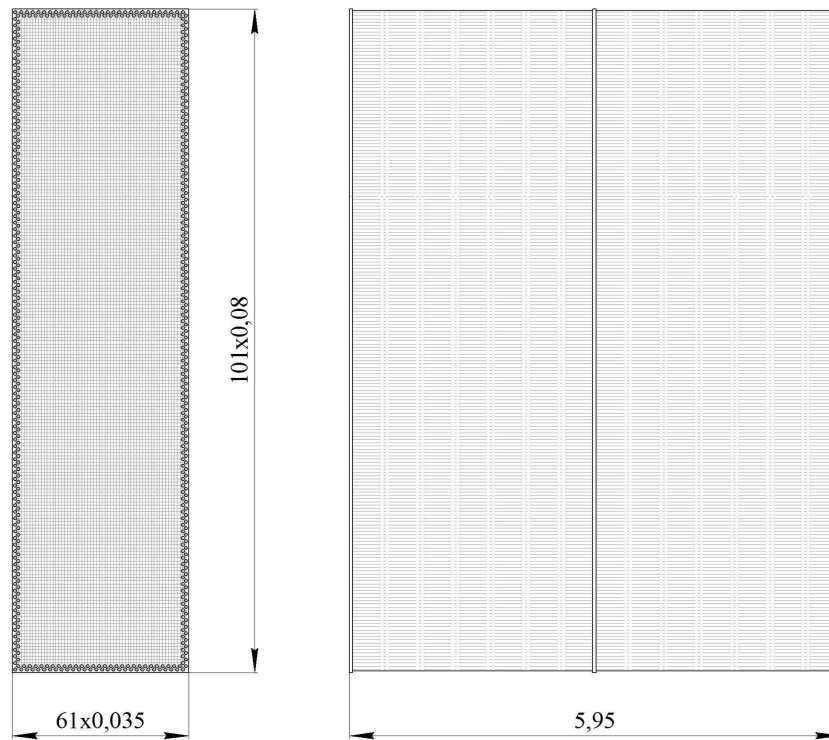


Рисунок 4.6 – Схема трубки однієї секції теплообмінника для підігріву повітря для схеми з рис. 4.2

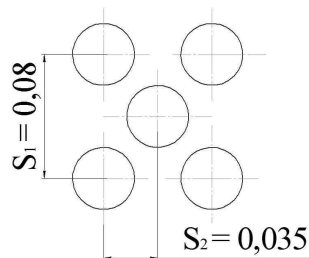


Рисунок 4.7 – Схема трубного пучка для всіх теплообмінників

Конструкція теплообмінників обиралась з урахуванням рекомендованих середніх швидкостей теплоносіїв $2 \div 10$ м/с [98, с. 122].

Вибір таких моделей обумовлений прагненням опустити проектувальний розрахунок і зосередитися на дослідницькому. Розрахунки велися на основі математичної моделі, що описана в розділі 2.

4.2 Одночасний підігрів повітря і паливної суміші в окремих рекуператорах

В цьому підрозділі наведено результати розрахунків схеми, зображеної на рис. 4.1, де в окремих рекуператорах підігриваються і повітря, і паливо. Обидва теплообмінники мають однакову конфігурацію (рис. 4.5, табл. 4.1). Це дасть змогу уніфікувати конструкцію, що зменшить витрати на їх виготовлення. Гази у повітропідігрівачі подаються в рівних частинах (1/2 від загальної витрати). Інтерфейс програми для розрахунку підігрівача повітря в літній період (33 °C) при частці коксового газу 8 % зображено на рис. 4.8, для підігрівача палива за тих же умов – на рис. 4.9

Розрахунок трубчастого повітропідігрівача (повітря зсередини)

Конструктивні параметри		Режимні параметри	
Кількість ходів	Внутрішній діаметр труб, м	Витрата, м ³ /с	повітря: 39.53, газ: 38.15
2	0.0368	Тиск, МПа	0.106943, 0.104
Кількість елементів на трубі у ході	Зовнішній діаметр труб, м	Температура, град С	33, 246
10	0.040		
Кількість рядів	Шаг розбивки у пучку, м		
53	0.08 × 0.035		
Кількість труб у ряді	Довжина труб, м		
63	3.95		
Матеріал трубок: ст. 20		Експлуатаційні параметри	
		Товщина, мм	Теплопровідність, Вт/(м·K)
		зсередини: 0.1	2.4
		ззовні: 0.3	1.8
		Шорсткість зсередини труб, м: 0.0006	
Склад продуктів згоряння			
CO ₂ %	H ₂ O %	N ₂ %	O ₂ %
22.5	10.5	66.2	0.8
CO %	CH ₄ %	H ₂ %	fi %
0	0	0	40
Найменування файлу виводу: util_pov_8_tep_new		Відносна вологість повітря	
Розрахувати		Вийти з програми	

Рисунок 4.8 – Вікно інтерфейсу програми для розрахунку підігрівача повітря зі схеми 4.1, з рис. 4.5

Розрахунок трубчастого паливopідігрівача (паливо зсередини)

Конструктивні параметри				Режимні параметри			
Кількість ходів	Внутрішній діаметр труб, м	Витрата, нм3/с	паливо	гази			
2	0.035		41.831	38.15			
Кількість елементів на трубі у ході	Зовнішній діаметр труб, м	Тиск, МПа	0.106943	0.104			
10	0.040	Температура, град С	50	246			
Кількість рядів	Шаг розбивки у пучку, м	Експлуатаційні параметри					
53	0.08 × 0.035						
Кількість труб у ряді	Довжина труб, м	зсередини	Товщина, мм	Теплопровідність, Вт/(м·К)			
63	3.95	зовні	0.1	2.4			
Матеріал трубок		Шорсткість зсередини труб, м					
ст. 20		0.0006					
Склад продуктів згоряння							
CO2 %	H2O %	N2 %	O2 %	CO %	CH4 %	H2 %	
22.5	10.5	66.2	0.8	0	0	0	
Склад палива							
CO2 %	H2O %	N2 %	O2 %	CO %	CH4 %	H2 %	
18.41	5.9	46.15	0.07	20.41	2.08	6.98	
Найменування файлу виводу		util_gaz_8_templ_new					
Розрахувати				Вийти з програми			

Рисунок 4.9 – Вікно інтерфейсу програми для розрахунку підігрівача палива зі схеми 4.1, з рис. 4.5

Розрахунок вівся для зимового і літнього періодів, частка коксового газу в паливі складала 7-9 %. (табл. 3.7). Склад палива обирався з табл. 3.5.

В таблицях 4.3-4.12 наведено приклад результатів розрахунку для підігрівача повітря в літній період, коли частка коксового газу становила 8 %. На рис. 4.13,а та 4.13,в представлено діаграми розподілу температур димових газів та повітря за поверхнею теплообміну рекуператора для цього випадку, а також різниці між температурою насичення водяної пари та температурою зовнішньої стінки (4.10,б). Для всіх інших схем і випадків наведемо лише діаграми, оскільки вони є компактними і достатніми ілюстраціями параметрів теплоносіїв.

Для схеми системи утилізації, що розглядається в даному підрозділі, рисунки 4.10-4.15 відображають параметри теплоносіїв при різних умовах у підігрівачі повітря, а рисунки 4.16-4.21 – у підігрівачі палива.

Таблиця 4.3

Температура газів в першому ході
підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10,00
0	0	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00	246,00
1	1	245,06	244,96	244,85	244,73	244,60	244,45	244,29	244,11	243,92	243,71
1	2	244,11	243,91	243,70	243,46	243,20	242,91	242,60	242,25	241,87	241,45
1	3	243,16	242,87	242,55	242,20	241,81	241,39	240,92	240,41	239,84	239,23
1	4	242,22	241,83	241,41	240,94	240,43	239,87	239,26	238,59	237,85	237,04
1	5	241,27	240,79	240,27	239,70	239,07	238,38	237,62	236,79	235,88	234,89
1	6	240,32	239,76	239,14	238,46	237,71	236,89	236,00	235,02	233,94	232,78
1	7	239,38	238,72	238,01	237,22	236,36	235,42	234,39	233,26	232,03	230,69
1	8	238,43	237,69	236,88	235,99	235,02	233,96	232,80	231,53	230,15	228,64
1	9	237,49	236,66	235,76	234,77	233,69	232,52	231,23	229,82	228,29	226,63
1	10	236,54	235,63	234,64	233,56	232,38	231,08	229,67	228,14	226,46	224,64
1	11	235,60	234,61	233,53	232,35	231,07	229,66	228,14	226,47	224,66	222,69
1	12	234,66	233,59	232,42	231,15	229,77	228,26	226,61	224,82	222,88	220,77
1	13	233,71	232,57	231,32	229,96	228,48	226,86	225,11	223,20	221,13	218,88
1	14	232,78	231,55	230,22	228,78	227,20	225,48	223,62	221,60	219,40	217,02
1	15	231,84	230,54	229,13	227,60	225,93	224,12	222,15	220,01	217,69	215,18
1	16	230,90	229,53	228,05	226,43	224,67	222,76	220,69	218,45	216,02	213,38
1	17	229,97	228,53	226,96	225,27	223,42	221,42	219,25	216,90	214,36	211,61
1	18	229,03	227,52	225,89	224,11	222,18	220,09	217,83	215,38	212,73	209,87
1	19	228,10	226,53	224,82	222,96	220,95	218,78	216,42	213,87	211,12	208,15
1	20	227,17	225,53	223,75	221,82	219,73	217,47	215,03	212,39	209,54	206,46
1	21	226,25	224,54	222,69	220,69	218,52	216,18	213,65	210,92	207,97	204,80
1	22	225,32	223,55	221,64	219,56	217,32	214,90	212,29	209,47	206,43	203,16
1	23	224,40	222,57	220,59	218,45	216,13	213,64	210,94	208,04	204,92	201,55
1	24	223,48	221,59	219,54	217,33	214,95	212,38	209,61	206,63	203,42	199,97
1	25	222,56	220,61	218,51	216,23	213,78	211,14	208,30	205,24	201,95	198,41
1	26	221,65	219,64	217,47	215,14	212,62	209,91	207,00	203,86	200,49	196,88
1	27	220,74	218,67	216,45	214,05	211,47	208,69	205,71	202,50	199,06	195,37
1	28	219,83	217,71	215,43	212,97	210,33	207,49	204,44	201,16	197,65	193,89
1	29	218,93	216,75	214,41	211,90	209,20	206,29	203,18	199,84	196,26	192,43
1	30	218,02	215,80	213,40	210,83	208,07	205,11	201,94	198,53	194,89	190,99
1	31	217,12	214,85	212,40	209,78	206,96	203,94	200,71	197,24	193,54	189,58
1	32	216,23	213,90	211,41	208,73	205,86	202,78	199,49	195,97	192,21	188,19
1	33	215,33	212,96	210,42	207,69	204,77	201,64	198,29	194,71	190,89	186,82
1	34	214,44	212,03	209,43	206,65	203,68	200,50	197,10	193,47	189,60	185,47
1	35	213,56	211,09	208,45	205,63	202,61	199,38	195,93	192,25	188,32	184,14
1	36	212,68	210,17	207,48	204,61	201,54	198,27	194,77	191,04	187,07	182,84
1	37	211,80	209,25	206,52	203,60	200,49	197,16	193,62	189,85	185,83	181,56
1	38	210,92	208,33	205,56	202,60	199,44	196,08	192,49	188,67	184,61	180,29
1	39	210,05	207,42	204,60	201,60	198,40	195,00	191,37	187,51	183,41	179,05
1	40	209,18	206,51	203,66	200,62	197,38	193,93	190,26	186,36	182,22	177,83
1	41	208,32	205,61	202,72	199,64	196,36	192,87	189,17	185,23	181,05	176,63
1	42	207,46	204,71	201,78	198,67	195,35	191,83	188,08	184,11	179,90	175,44
1	43	206,60	203,82	200,85	197,70	194,35	190,79	187,02	183,01	178,77	174,28
1	44	205,75	202,93	199,93	196,75	193,36	189,77	185,96	181,92	177,65	173,13
1	45	204,90	202,05	199,02	195,80	192,38	188,75	184,91	180,85	176,55	172,00
1	46	204,06	201,17	198,11	194,86	191,41	187,75	183,88	179,79	175,46	170,90
1	47	203,22	200,30	197,20	193,92	190,44	186,76	182,86	178,74	174,39	169,80
1	48	202,38	199,43	196,31	193,00	189,49	185,78	181,85	177,71	173,34	168,73
1	49	201,55	198,57	195,42	192,08	188,54	184,81	180,86	176,69	172,30	167,67
1	50	200,72	197,72	194,53	191,17	187,61	183,85	179,87	175,69	171,27	166,63
1	51	199,91	196,88	193,67	190,28	186,70	182,92	178,93	174,72	170,30	165,64
1	52	199,11	196,06	192,84	189,43	185,83	182,03	178,03	173,81	169,38	164,72
1	53	198,38	195,31	192,08	188,66	185,05	181,25	177,25	173,03	168,60	163,95

Таблиця 4.4

Температура газів в другому ході
підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	54	195,81	193,02	190,04	186,86	183,47	179,87	176,06	172,02	167,75	163,25
2	55	193,28	190,76	188,03	185,08	181,91	178,51	174,87	171,01	166,90	162,55
2	56	190,79	188,53	186,04	183,32	180,35	177,14	173,69	169,99	166,04	161,84
2	57	188,34	186,33	184,08	181,57	178,81	175,79	172,52	168,98	165,18	161,12
2	58	185,92	184,16	182,14	179,84	177,28	174,45	171,35	167,97	164,33	160,41
2	59	183,55	182,03	180,22	178,13	175,77	173,11	170,18	166,97	163,47	159,69
2	60	181,21	179,92	178,33	176,44	174,26	171,79	169,02	165,96	162,61	158,96
2	61	178,91	177,84	176,46	174,77	172,77	170,47	167,86	164,96	161,75	158,24
2	62	176,65	175,79	174,61	173,11	171,30	169,16	166,71	163,96	160,89	157,51
2	63	174,42	173,77	172,79	171,48	169,83	167,86	165,57	162,96	160,03	156,78
2	64	172,23	171,78	170,99	169,86	168,38	166,57	164,43	161,96	159,16	156,05
2	65	170,07	169,82	169,21	168,25	166,94	165,29	163,30	160,97	158,30	155,31
2	66	167,95	167,89	167,46	166,67	165,52	164,02	162,17	159,97	157,44	154,58
2	67	165,86	165,98	165,72	165,10	164,10	162,75	161,04	158,99	156,58	153,84
2	68	163,80	164,10	164,01	163,54	162,70	161,50	159,93	158,00	155,72	153,10
2	69	161,78	162,24	162,32	162,01	161,32	160,25	158,82	157,02	154,86	152,36
2	70	159,78	160,42	160,65	160,49	159,94	159,01	157,71	156,04	154,01	151,61
2	71	157,82	158,61	159,00	158,98	158,58	157,78	156,61	155,06	153,15	150,87
2	72	155,89	156,84	157,37	157,50	157,23	156,56	155,52	154,09	152,29	150,13
2	73	153,99	155,09	155,76	156,03	155,89	155,35	154,43	153,12	151,44	149,38
2	74	152,12	153,36	154,17	154,57	154,56	154,15	153,35	152,16	150,58	148,64
2	75	150,28	151,66	152,61	153,13	153,25	152,96	152,27	151,20	149,73	147,89
2	76	148,47	149,98	151,06	151,71	151,95	151,78	151,21	150,24	148,88	147,14
2	77	146,69	148,33	149,53	150,30	150,66	150,60	150,14	149,28	148,03	146,40
2	78	144,94	146,70	148,02	148,91	149,38	149,44	149,09	148,33	147,19	145,65
2	79	143,21	145,09	146,53	147,54	148,12	148,28	148,04	147,39	146,34	144,90
2	80	141,51	143,50	145,06	146,17	146,87	147,14	146,99	146,45	145,50	144,16
2	81	139,84	141,94	143,60	144,83	145,62	146,00	145,96	145,51	144,66	143,41
2	82	138,19	140,40	142,17	143,50	144,40	144,87	144,93	144,58	143,82	142,67
2	83	136,57	138,89	140,75	142,18	143,18	143,75	143,90	143,65	142,98	141,92
2	84	134,98	137,39	139,35	140,88	141,97	142,64	142,89	142,72	142,15	141,18
2	85	133,41	135,91	137,97	139,59	140,78	141,54	141,88	141,80	141,32	140,44
2	86	131,87	134,46	136,61	138,32	139,60	140,45	140,87	140,89	140,49	139,69
2	87	130,35	133,03	135,26	137,06	138,43	139,36	139,88	139,98	139,67	138,95
2	88	128,85	131,61	133,94	135,82	137,27	138,29	138,89	139,07	138,84	138,21
2	89	127,38	130,22	132,62	134,59	136,12	137,22	137,90	138,17	138,02	137,47
2	90	125,93	128,85	131,33	133,37	134,98	136,16	136,93	137,27	137,20	136,73
2	91	124,50	127,50	130,05	132,17	133,86	135,12	135,96	136,38	136,39	136,00
2	92	123,10	126,16	128,79	130,98	132,74	134,08	134,99	135,49	135,58	135,26
2	93	121,72	124,85	127,54	129,81	131,64	133,05	134,04	134,61	134,77	134,53
2	94	120,36	123,55	126,31	128,64	130,55	132,02	133,09	133,73	133,97	133,80
2	95	119,02	122,27	125,10	127,49	129,46	131,01	132,14	132,86	133,17	133,07
2	96	117,70	121,01	123,90	126,36	128,39	130,01	131,21	131,99	132,37	132,34
2	97	116,40	119,77	122,72	125,24	127,33	129,01	130,28	131,13	131,57	131,62
2	98	115,13	118,55	121,55	124,13	126,28	128,03	129,35	130,27	130,78	130,89
2	99	113,87	117,34	120,40	123,03	125,25	127,05	128,44	129,42	129,99	130,17
2	100	112,63	116,15	119,26	121,95	124,22	126,08	127,53	128,57	129,21	129,45
2	101	111,42	114,98	118,13	120,87	123,20	125,12	126,63	127,73	128,43	128,73
2	102	110,22	113,83	117,03	119,81	122,19	124,16	125,73	126,89	127,65	128,02
2	103	109,04	112,69	115,93	118,77	121,20	123,22	124,84	126,06	126,88	127,31
2	104	107,88	111,56	114,85	117,73	120,21	122,28	123,96	125,23	126,11	126,59
2	105	106,73	110,46	113,78	116,71	119,23	121,36	123,08	124,41	125,34	125,89
2	106	105,61	109,36	112,73	115,69	118,26	120,43	122,21	123,59	124,58	125,18

Таблиця 4.5

Температура повітря в першому ході

підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Вихід	Номер елементу										Вхід
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	1	171,45	193,39	187,80	181,63	174,80	167,26	158,92	149,71	139,53	128,30	115,89	102,21
1	2	171,45	192,35	186,77	180,62	173,82	166,33	158,06	148,95	138,90	127,83	115,64	102,21
1	3	171,45	191,39	185,81	179,67	172,91	165,47	157,27	148,25	138,32	127,40	115,40	102,21
1	4	171,45	190,43	184,86	178,74	172,01	164,61	156,48	147,55	137,75	126,98	115,17	102,21
1	5	171,45	189,49	183,92	177,82	171,12	163,77	155,71	146,87	137,18	126,57	114,94	102,21
1	6	171,45	188,55	182,99	176,91	170,24	162,94	154,95	146,20	136,63	126,16	114,72	102,21
1	7	171,45	187,62	182,07	176,01	169,37	162,12	154,20	145,54	136,08	125,76	114,50	102,21
1	8	171,45	186,70	181,16	175,12	168,52	161,32	153,46	144,89	135,55	125,37	114,28	102,21
1	9	171,45	185,79	180,26	174,24	167,67	160,52	152,73	144,25	135,02	124,98	114,07	102,21
1	10	171,45	184,89	179,37	173,37	166,83	159,73	152,01	143,62	134,50	124,60	113,86	102,21
1	11	171,45	183,99	178,49	172,50	166,01	158,96	151,30	143,00	133,99	124,23	113,66	102,21
1	12	171,45	183,10	177,61	171,65	165,19	158,19	150,60	142,38	133,49	123,86	113,46	102,21
1	13	171,45	182,23	176,75	170,81	164,39	157,43	149,91	141,78	132,99	123,50	113,26	102,21
1	14	171,45	181,36	175,89	169,98	163,59	156,69	149,23	141,19	132,51	123,15	113,07	102,21
1	15	171,45	180,50	175,04	169,16	162,81	155,95	148,57	140,61	132,03	122,80	112,88	102,21
1	16	171,45	179,64	174,21	168,35	162,03	155,23	147,91	140,03	131,56	122,46	112,69	102,21
1	17	171,45	178,80	173,38	167,54	161,26	154,51	147,26	139,46	131,10	122,13	112,51	102,21
1	18	171,45	177,96	172,56	166,75	160,51	153,81	146,62	138,91	130,64	121,80	112,33	102,21
1	19	171,45	177,13	171,75	165,96	159,76	153,11	145,99	138,36	130,20	121,47	112,16	102,21
1	20	171,45	176,31	170,94	165,19	159,02	152,42	145,36	137,82	129,76	121,16	111,98	102,21
1	21	171,45	175,50	170,15	164,42	158,29	151,74	144,75	137,29	129,32	120,84	111,81	102,21
1	22	171,45	174,70	169,36	163,66	157,57	151,08	144,15	136,76	128,90	120,54	111,65	102,21
1	23	171,45	173,90	168,59	162,91	156,86	150,42	143,55	136,25	128,48	120,23	111,48	102,21
1	24	171,45	173,11	167,82	162,17	156,16	149,76	142,96	135,74	128,07	119,94	111,32	102,21
1	25	171,45	172,33	167,06	161,44	155,47	149,12	142,38	135,24	127,66	119,65	111,17	102,21
1	26	171,45	171,56	166,30	160,72	154,79	148,49	141,81	134,74	127,26	119,36	111,01	102,21
1	27	171,45	170,79	165,56	160,00	154,11	147,86	141,25	134,26	126,87	119,08	110,86	102,21
1	28	171,45	170,04	164,82	159,30	153,44	147,25	140,70	133,78	126,49	118,80	110,71	102,21
1	29	171,45	169,29	164,10	158,60	152,78	146,64	140,15	133,31	126,11	118,53	110,57	102,21
1	30	171,45	168,54	163,38	157,91	152,13	146,04	139,61	132,85	125,73	118,26	110,42	102,21
1	31	171,45	167,81	162,66	157,23	151,49	145,45	139,08	132,39	125,37	118,00	110,28	102,21
1	32	171,45	167,08	161,96	156,55	150,86	144,86	138,56	131,94	125,01	117,74	110,14	102,21
1	33	171,45	166,36	161,26	155,89	150,23	144,29	138,05	131,50	124,65	117,49	110,01	102,21
1	34	171,45	165,65	160,57	155,23	149,61	143,72	137,54	131,07	124,30	117,24	109,87	102,21
1	35	171,45	164,94	159,89	154,58	149,00	143,16	137,04	130,64	123,96	116,99	109,74	102,21
1	36	171,45	164,25	159,22	153,94	148,40	142,61	136,55	130,22	123,62	116,75	109,61	102,21
1	37	171,45	163,55	158,55	153,30	147,81	142,06	136,06	129,80	123,29	116,51	109,49	102,21
1	38	171,45	162,87	157,89	152,68	147,22	141,52	135,58	129,39	122,96	116,28	109,36	102,21
1	39	171,45	162,19	157,24	152,06	146,64	140,99	135,11	128,99	122,64	116,05	109,24	102,21
1	40	171,45	161,52	156,59	151,44	146,07	140,47	134,64	128,59	122,32	115,83	109,12	102,21
1	41	171,45	160,86	155,96	150,84	145,50	139,95	134,18	128,20	122,01	115,61	109,00	102,21
1	42	171,45	160,20	155,33	150,24	144,95	139,44	133,73	127,82	121,70	115,39	108,89	102,21
1	43	171,45	159,55	154,70	149,65	144,40	138,94	133,29	127,44	121,40	115,17	108,78	102,21
1	44	171,45	158,91	154,09	149,07	143,85	138,45	132,85	127,06	121,10	114,96	108,66	102,21
1	45	171,45	158,27	153,48	148,49	143,32	137,96	132,42	126,70	120,81	114,76	108,55	102,21
1	46	171,45	157,64	152,87	147,92	142,79	137,47	131,99	126,34	120,52	114,55	108,45	102,21
1	47	171,45	157,02	152,28	147,36	142,26	137,00	131,57	125,98	120,24	114,35	108,34	102,21
1	48	171,45	156,40	151,69	146,80	141,75	136,53	131,15	125,63	119,96	114,16	108,24	102,21
1	49	171,45	155,79	151,10	146,25	141,24	136,07	130,75	125,28	119,69	113,97	108,14	102,21
1	50	171,45	155,19	150,53	145,71	140,73	135,61	130,34	124,94	119,42	113,78	108,04	102,21
1	51	171,45	153,42	148,84	144,12	139,26	134,27	129,17	123,95	118,63	113,22	107,74	102,21
1	52	171,45	150,96	146,50	141,93	137,24	132,45	127,57	122,60	117,57	112,48	107,36	102,21
1	53	171,45	145,06	140,94	136,76	132,52	128,22	123,89	119,54	115,18	110,82	106,50	102,21

Таблиця 4.6

Температура повітря в другому ході

підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Вихід	Номер елементу										Вхід
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
2	54	33,00	48,12	61,60	73,56	84,11	93,37	101,41	108,35	114,25	119,20	123,27	102,21
2	55	33,00	47,83	61,08	72,86	83,28	92,43	100,41	107,31	113,20	118,15	122,24	102,21
2	56	33,00	47,57	60,61	72,23	82,52	91,59	99,51	106,37	112,25	117,21	121,31	102,21
2	57	33,00	47,31	60,15	71,61	81,78	90,76	98,62	105,45	111,31	116,27	120,39	102,21
2	58	33,00	47,06	59,70	71,00	81,05	89,94	97,74	104,53	110,38	115,34	119,47	102,21
2	59	33,00	46,82	59,25	70,40	80,33	89,13	96,88	103,63	109,45	114,42	118,57	102,21
2	60	33,00	46,57	58,82	69,81	79,63	88,34	96,02	102,74	108,54	113,50	117,67	102,21
2	61	33,00	46,34	58,39	69,23	78,93	87,56	95,18	101,85	107,65	112,60	116,78	102,21
2	62	33,00	46,11	57,97	68,66	78,24	86,78	94,35	100,98	106,76	111,71	115,90	102,21
2	63	33,00	45,88	57,56	68,10	77,57	86,02	93,53	100,13	105,88	110,83	115,02	102,21
2	64	33,00	45,65	57,15	67,55	76,90	85,28	92,72	99,28	105,01	109,95	114,16	102,21
2	65	33,00	45,43	56,75	67,01	76,25	84,54	91,92	98,44	104,15	109,09	113,30	102,21
2	66	33,00	45,22	56,36	66,47	75,61	83,81	91,13	97,61	103,30	108,23	112,45	102,21
2	67	33,00	45,01	55,98	65,95	74,97	83,09	90,35	96,79	102,46	107,38	111,61	102,21
2	68	33,00	44,80	55,60	65,43	74,35	82,39	89,58	95,99	101,63	106,55	110,77	102,21
2	69	33,00	44,60	55,23	64,93	73,73	81,69	88,83	95,19	100,81	105,72	109,95	102,21
2	70	33,00	44,40	54,86	64,43	73,13	81,00	88,08	94,40	100,00	104,89	109,13	102,21
2	71	33,00	44,20	54,50	63,94	72,53	80,33	87,35	93,63	99,19	104,08	108,32	102,21
2	72	33,00	44,01	54,15	63,45	71,95	79,66	86,62	92,86	98,40	103,28	107,51	102,21
2	73	33,00	43,82	53,81	62,98	71,37	79,00	85,90	92,10	97,62	102,48	106,72	102,21
2	74	33,00	43,64	53,47	62,51	70,80	78,36	85,20	91,35	96,84	101,70	105,93	102,21
2	75	33,00	43,45	53,13	62,06	70,24	77,72	84,50	90,61	96,08	100,92	105,15	102,21
2	76	33,00	43,27	52,80	61,60	69,69	77,09	83,81	89,88	95,32	100,15	104,38	102,21
2	77	33,00	43,10	52,48	61,16	69,15	76,47	83,13	89,16	94,57	99,39	103,61	102,21
2	78	33,00	42,93	52,16	60,72	68,62	75,86	82,47	88,45	93,84	98,63	102,86	102,21
2	79	33,00	42,76	51,85	60,29	68,09	75,26	81,81	87,75	93,11	97,89	102,11	102,21
2	80	33,00	42,59	51,55	59,87	67,57	74,67	81,16	87,06	92,38	97,15	101,36	102,21
2	81	33,00	42,43	51,25	59,46	67,07	74,08	80,51	86,37	91,67	96,42	100,63	102,21
2	82	33,00	42,27	50,95	59,05	66,56	73,51	79,88	85,70	90,97	95,70	99,90	102,21
2	83	33,00	42,11	50,66	58,65	66,07	72,94	79,26	85,03	90,27	94,98	99,18	102,21
2	84	33,00	41,96	50,38	58,25	65,58	72,38	78,64	84,37	89,58	94,27	98,46	102,21
2	85	33,00	41,81	50,10	57,86	65,11	71,83	78,03	83,72	88,90	93,58	97,76	102,21
2	86	33,00	41,66	49,82	57,48	64,64	71,29	77,43	83,08	88,23	92,88	97,06	102,21
2	87	33,00	41,51	49,55	57,10	64,17	70,75	76,84	82,44	87,56	92,20	96,36	102,21
2	88	33,00	41,37	49,28	56,73	63,71	70,22	76,26	81,82	86,91	91,53	95,68	102,21
2	89	33,00	41,23	49,02	56,37	63,27	69,70	75,68	81,20	86,26	90,86	95,00	102,21
2	90	33,00	41,09	48,77	56,01	62,82	69,19	75,11	80,59	85,62	90,19	94,33	102,21
2	91	33,00	40,96	48,51	55,66	62,39	68,69	74,55	79,99	84,98	89,54	93,66	102,21
2	92	33,00	40,82	48,27	55,31	61,96	68,19	74,00	79,39	84,36	88,89	93,00	102,21
2	93	33,00	40,69	48,02	54,97	61,54	67,70	73,46	78,81	83,74	88,25	92,35	102,21
2	94	33,00	40,56	47,78	54,64	61,12	67,22	72,92	78,23	83,13	87,62	91,70	102,21
2	95	33,00	40,44	47,55	54,31	60,71	66,74	72,39	77,65	82,52	86,99	91,07	102,21
2	96	33,00	40,31	47,31	53,98	60,31	66,27	71,87	77,09	81,93	86,38	90,43	102,21
2	97	33,00	40,19	47,09	53,66	59,91	65,81	71,35	76,53	81,34	85,76	89,81	102,21
2	98	33,00	40,07	46,86	53,35	59,52	65,35	70,84	75,98	80,75	85,16	89,19	102,21
2	99	33,00	39,96	46,64	53,04	59,13	64,90	70,34	75,44	80,18	84,56	88,57	102,21
2	100	33,00	39,84	46,43	52,74	58,75	64,46	69,85	74,97	79,61	83,97	87,97	102,21
2	101	33,00	39,73	46,21	52,44	58,38	64,03	69,36	74,37	79,05	83,38	87,37	102,21
2	102	33,00	39,62	46,00	52,14	58,01	63,60	68,88	73,85	78,49	82,80	86,77	102,21
2	103	33,00	39,51	45,80	51,85	57,65	63,17	68,40	73,33	77,94	82,23	86,18	102,21
2	104	33,00	39,40	45,59	51,56	57,29	62,75	67,93	72,81	77,39	81,66	85,59	102,21
2	105	33,00	39,29	45,39	51,28	56,93	62,33	67,45	72,30	76,84	81,08	85,00	102,21
2	106	33,00	39,18	45,18	50,98	56,56	61,89	66,97	71,77	76,28	80,49	84,39	102,21

Таблиця 4.7

Температура стінки зі сторони газів
в першому ході підігрівача повітря (частка
коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	219,79	217,04	214,01	210,66	206,97	202,91	198,44	193,52	188,11	182,17
1	2	218,76	215,95	212,86	209,46	205,72	201,61	197,09	192,13	186,68	180,71
1	3	217,78	214,93	211,79	208,34	204,55	200,39	195,82	190,82	185,33	179,33
1	4	216,81	213,90	210,72	207,22	203,38	199,18	194,57	189,53	184,01	177,98
1	5	215,84	212,89	209,65	206,11	202,23	197,98	193,34	188,26	182,71	176,66
1	6	214,88	211,88	208,60	205,01	201,09	196,80	192,12	187,01	181,43	175,36
1	7	213,92	210,88	207,55	203,92	199,96	195,63	190,92	185,78	180,18	174,08
1	8	212,96	209,88	206,51	202,84	198,84	194,48	189,73	184,56	178,94	172,83
1	9	212,01	208,89	205,48	201,77	197,73	193,34	188,56	183,36	177,72	171,60
1	10	211,07	207,90	204,46	200,71	196,64	192,21	187,40	182,18	176,52	170,39
1	11	210,13	206,92	203,44	199,66	195,55	191,09	186,26	181,02	175,35	169,20
1	12	209,19	205,95	202,43	198,61	194,47	189,99	185,13	179,87	174,19	168,04
1	13	208,26	204,98	201,43	197,58	193,41	188,90	184,02	178,75	173,05	166,90
1	14	207,33	204,02	200,43	196,55	192,36	187,82	182,92	177,63	171,93	165,77
1	15	206,41	203,07	199,45	195,54	191,32	186,76	181,84	176,54	170,82	164,67
1	16	205,50	202,12	198,47	194,53	190,28	185,70	180,77	175,46	169,74	163,59
1	17	204,59	201,18	197,50	193,53	189,26	184,66	179,71	174,39	168,67	162,53
1	18	203,68	200,24	196,53	192,54	188,25	183,63	178,67	173,34	167,62	161,49
1	19	202,78	199,31	195,58	191,57	187,25	182,62	177,64	172,31	166,59	160,46
1	20	201,88	198,39	194,63	190,59	186,26	181,61	176,63	171,29	165,57	159,46
1	21	200,99	197,47	193,69	189,63	185,28	180,62	175,63	170,29	164,57	158,47
1	22	200,11	196,56	192,76	188,68	184,31	179,64	174,64	169,30	163,59	157,50
1	23	199,23	195,66	191,83	187,74	183,35	178,67	173,67	168,32	162,63	156,55
1	24	198,36	194,76	190,91	186,80	182,41	177,71	172,70	167,36	161,67	155,62
1	25	197,49	193,87	190,00	185,87	181,47	176,77	171,75	166,42	160,74	154,70
1	26	196,62	192,99	189,10	184,96	180,54	175,83	170,82	165,48	159,82	153,80
1	27	195,77	192,11	188,21	184,05	179,62	174,91	169,89	164,57	158,91	152,92
1	28	194,91	191,24	187,32	183,15	178,71	173,99	168,98	163,66	158,02	152,05
1	29	194,07	190,37	186,44	182,26	177,81	173,09	168,08	162,77	157,15	151,20
1	30	193,23	189,51	185,57	181,37	176,92	172,20	167,19	161,89	156,28	150,36
1	31	192,39	188,66	184,70	180,50	176,04	171,32	166,32	161,03	155,44	149,54
1	32	191,56	187,82	183,85	179,63	175,17	170,45	165,45	160,17	154,60	148,73
1	33	190,74	186,98	183,00	178,78	174,31	169,59	164,60	159,33	153,78	147,94
1	34	189,92	186,15	182,15	177,93	173,46	168,74	163,75	158,50	152,97	147,16
1	35	189,10	185,32	181,32	177,09	172,61	167,90	162,92	157,69	152,18	146,39
1	36	188,29	184,50	180,49	176,25	171,78	167,07	162,10	156,88	151,40	145,64
1	37	187,49	183,69	179,67	175,43	170,96	166,25	161,30	156,09	150,63	144,90
1	38	186,70	182,88	178,86	174,61	170,14	165,44	160,50	155,31	149,87	144,18
1	39	185,90	182,08	178,05	173,80	169,34	164,64	159,71	154,54	149,13	143,47
1	40	185,12	181,29	177,25	173,00	168,54	163,85	158,93	153,78	148,40	142,77
1	41	184,34	180,50	176,46	172,21	167,75	163,07	158,17	153,04	147,68	142,08
1	42	183,56	179,72	175,67	171,43	166,97	162,30	157,41	152,30	146,97	141,41
1	43	182,80	178,94	174,90	170,65	166,20	161,54	156,67	151,58	146,27	140,74
1	44	182,03	178,17	174,13	169,88	165,44	160,79	155,93	150,86	145,58	140,09
1	45	181,27	177,41	173,36	169,12	164,68	160,04	155,20	150,16	144,91	139,45
1	46	180,52	176,66	172,61	168,37	163,94	159,31	154,49	149,44	144,24	138,83
1	47	179,78	175,91	171,86	167,62	163,20	158,59	153,78	148,78	143,59	138,21
1	48	179,04	175,16	171,12	166,88	162,47	157,87	153,08	148,11	142,95	137,60
1	49	178,30	174,43	170,38	166,15	161,75	157,16	152,40	147,44	142,31	137,01
1	50	177,57	173,70	169,65	165,43	161,04	156,47	151,72	146,79	141,69	136,42
1	51	175,42	171,54	167,50	163,30	158,94	154,42	149,73	144,88	139,87	134,71
1	52	172,38	168,52	164,51	160,35	156,05	151,60	147,01	142,28	137,42	132,43
1	53	164,88	161,12	157,25	153,26	149,18	144,99	140,71	136,34	131,90	127,38

Таблиця 4.8

Температура стінки зі сторони газів
в другому ході підігрівача повітря (частка
коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	54	124,48	129,41	133,59	137,05	139,83	141,97	143,49	144,44	144,84	144,71
2	55	121,81	126,73	130,91	134,36	137,14	139,27	140,79	141,73	142,11	141,97
2	56	120,27	125,25	129,50	133,03	135,88	138,10	139,70	140,72	141,19	141,13
2	57	118,75	123,80	128,11	131,71	134,64	136,93	138,61	139,72	140,27	140,30
2	58	117,26	122,37	126,74	130,41	133,41	135,77	137,54	138,72	139,35	139,46
2	59	115,80	120,96	125,39	129,12	132,19	134,63	136,47	137,73	138,44	138,63
2	60	114,37	119,57	124,06	127,85	130,99	133,50	135,41	136,75	137,54	137,80
2	61	112,96	118,21	122,75	126,60	129,80	132,38	134,36	135,77	136,63	136,98
2	62	111,58	116,87	121,46	125,36	128,62	131,27	133,31	134,80	135,74	136,16
2	63	110,23	115,55	120,18	124,14	127,46	130,16	132,28	133,83	134,84	135,34
2	64	108,90	114,26	118,93	122,94	126,31	129,08	131,25	132,87	133,95	134,52
2	65	107,59	112,98	117,69	121,75	125,18	128,00	130,24	131,92	133,07	133,71
2	66	106,31	111,73	116,48	120,58	124,05	126,93	129,23	130,98	132,19	132,90
2	67	105,05	110,50	115,28	119,42	122,94	125,87	128,23	130,04	131,32	132,09
2	68	103,82	109,28	114,10	118,27	121,84	124,82	127,24	129,11	130,45	131,28
2	69	102,60	108,09	112,93	117,15	120,76	123,79	126,26	128,18	129,58	130,48
2	70	101,41	106,92	111,78	116,03	119,69	122,76	125,28	127,26	128,73	129,69
2	71	100,24	105,76	110,65	114,93	118,63	121,75	124,31	126,35	127,87	128,89
2	72	99,10	104,63	109,54	113,85	117,58	120,74	123,36	125,45	127,02	128,10
2	73	97,97	103,51	108,44	112,78	116,54	119,75	122,41	124,55	126,18	127,32
2	74	96,87	102,41	107,36	111,72	115,52	118,76	121,47	123,65	125,34	126,53
2	75	95,78	101,33	106,29	110,68	114,51	117,79	120,53	122,77	124,50	125,75
2	76	94,71	100,27	105,24	109,65	113,51	116,82	119,61	121,89	123,68	124,98
2	77	93,67	99,22	104,21	108,64	112,52	115,87	118,69	121,02	122,85	124,21
2	78	92,64	98,20	103,19	107,63	111,54	114,92	117,79	120,15	122,03	123,44
2	79	91,63	97,19	102,19	106,65	110,58	113,99	116,89	119,30	121,22	122,67
2	80	90,64	96,19	101,20	105,67	109,62	113,06	116,00	118,44	120,41	121,91
2	81	89,67	95,21	100,22	104,71	108,68	112,14	115,11	117,60	119,61	121,16
2	82	88,72	94,25	99,26	103,76	107,75	111,24	114,24	116,76	118,81	120,41
2	83	87,78	93,30	98,32	102,82	106,83	110,34	113,37	115,93	118,02	119,66
2	84	86,86	92,37	97,38	101,90	105,92	109,45	112,51	115,10	117,23	118,91
2	85	85,95	91,46	96,46	100,98	105,02	108,58	111,66	114,29	116,45	118,17
2	86	85,07	90,55	95,56	100,08	104,13	107,71	110,82	113,47	115,68	117,44
2	87	84,19	89,67	94,67	99,19	103,25	106,85	109,99	112,67	114,91	116,71
2	88	83,34	88,80	93,79	98,32	102,39	106,00	109,16	111,87	114,14	115,98
2	89	82,50	87,94	92,92	97,45	101,53	105,16	108,34	111,08	113,38	115,26
2	90	81,67	87,09	92,07	96,60	100,68	104,33	107,53	110,29	112,63	114,54
2	91	80,86	86,26	91,23	95,76	99,85	103,50	106,72	109,52	111,88	113,82
2	92	80,06	85,45	90,40	94,93	99,02	102,69	105,93	108,74	111,14	113,11
2	93	79,28	84,64	89,59	94,11	98,21	101,88	105,14	107,98	110,40	112,41
2	94	78,51	83,85	88,78	93,30	97,40	101,09	104,36	107,22	109,67	111,71
2	95	77,76	83,08	87,99	92,50	96,60	100,30	103,59	106,47	108,94	111,01
2	96	77,02	82,31	87,21	91,71	95,82	99,52	102,82	105,72	108,22	110,32
2	97	76,29	81,56	86,44	90,94	95,04	98,75	102,06	104,98	107,50	109,63
2	98	75,58	80,82	85,68	90,17	94,27	97,99	101,31	104,25	106,79	108,95
2	99	74,87	80,09	84,94	89,41	93,51	97,23	100,57	103,52	106,09	108,27
2	100	74,18	79,37	84,20	88,67	92,77	96,49	99,84	102,80	105,39	107,59
2	101	73,51	78,66	83,48	87,93	92,03	95,75	99,11	102,09	104,69	106,92
2	102	72,84	77,97	82,76	87,21	91,29	95,02	98,39	101,38	104,01	106,26
2	103	72,19	77,29	82,06	86,49	90,57	94,30	97,67	100,68	103,32	105,60
2	104	71,53	76,61	81,36	85,77	89,85	93,58	96,95	99,97	102,63	104,93
2	105	70,89	75,93	80,66	85,06	89,13	92,86	96,24	99,27	101,94	104,26
2	106	70,23	75,24	79,94	84,33	88,39	92,11	95,50	98,54	101,23	103,57

Таблиця 4.9

Температура стінки зі сторони повітря
в першому ході підігрівача повітря (частка коксового
газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	218,78	215,93	212,77	209,30	205,46	201,24	196,59	191,48	185,85	179,68
1	2	217,75	214,84	211,63	208,11	204,22	199,95	195,26	190,11	184,45	178,25
1	3	216,77	213,81	210,56	206,99	203,06	198,75	194,02	188,83	183,14	176,92
1	4	215,80	212,79	209,50	205,88	201,91	197,56	192,79	187,57	181,85	175,61
1	5	214,83	211,78	208,44	204,78	200,77	196,38	191,57	186,32	180,59	174,33
1	6	213,87	210,77	207,39	203,68	199,64	195,21	190,38	185,10	179,34	173,07
1	7	212,91	209,77	206,35	202,60	198,52	194,06	189,19	183,89	178,12	171,83
1	8	211,96	208,78	205,31	201,53	197,41	192,92	188,03	182,70	176,91	170,61
1	9	211,01	207,79	204,29	200,47	196,31	191,79	186,87	181,53	175,72	169,42
1	10	210,06	206,81	203,27	199,41	195,23	190,68	185,74	180,37	174,56	168,25
1	11	209,12	205,83	202,26	198,37	194,15	189,58	184,61	179,23	173,41	167,10
1	12	208,19	204,86	201,25	197,34	193,09	188,49	183,51	178,11	172,28	165,97
1	13	207,26	203,90	200,26	196,31	192,04	187,41	182,41	177,01	171,17	164,87
1	14	206,34	202,94	199,27	195,29	191,00	186,35	181,33	175,92	170,08	163,78
1	15	205,42	201,99	198,29	194,29	189,96	185,30	180,27	174,84	169,00	162,71
1	16	204,50	201,05	197,32	193,29	188,94	184,26	179,22	173,79	167,94	161,66
1	17	203,60	200,11	196,35	192,30	187,93	183,24	178,18	172,75	166,90	160,63
1	18	202,69	199,18	195,39	191,32	186,94	182,22	177,16	171,72	165,88	159,62
1	19	201,80	198,25	194,44	190,35	185,95	181,22	176,15	170,71	164,88	158,63
1	20	200,90	197,34	193,50	189,39	184,97	180,23	175,15	169,71	163,89	157,66
1	21	200,02	196,42	192,57	188,43	184,00	179,25	174,17	168,73	162,91	156,70
1	22	199,13	195,52	191,64	187,49	183,04	178,28	173,20	167,76	161,96	155,76
1	23	198,26	194,62	190,72	186,55	182,09	177,33	172,24	166,81	161,01	154,84
1	24	197,39	193,73	189,81	185,63	181,16	176,38	171,29	165,87	160,09	153,94
1	25	196,52	192,84	188,91	184,71	180,23	175,45	170,36	164,94	159,18	153,05
1	26	195,66	191,96	188,01	183,80	179,31	174,53	169,44	164,03	158,28	152,18
1	27	194,81	191,09	187,13	182,90	178,40	173,62	168,53	163,13	157,40	151,32
1	28	193,96	190,22	186,24	182,01	177,51	172,72	167,64	162,24	156,53	150,48
1	29	193,12	189,36	185,37	181,13	176,62	171,83	166,75	161,37	155,68	149,65
1	30	192,28	188,51	184,51	180,25	175,74	170,95	165,88	160,51	154,84	148,84
1	31	191,45	187,66	183,65	179,39	174,87	170,08	165,02	159,67	154,01	148,04
1	32	190,62	186,82	182,80	178,53	174,01	169,23	164,17	158,83	153,20	147,26
1	33	189,80	185,99	181,95	177,68	173,16	168,38	163,33	158,01	152,40	146,49
1	34	188,98	185,16	181,12	176,84	172,32	167,54	162,51	157,20	151,61	145,74
1	35	188,17	184,34	180,29	176,01	171,49	166,72	161,69	156,40	150,84	145,00
1	36	187,37	183,53	179,47	175,18	170,66	165,90	160,89	155,61	150,08	144,27
1	37	186,57	182,72	178,66	174,37	169,85	165,09	160,09	154,84	149,33	143,55
1	38	185,78	181,92	177,85	173,56	169,05	164,30	159,31	154,07	148,59	142,85
1	39	184,99	181,13	177,05	172,76	168,25	163,51	158,54	153,32	147,87	142,16
1	40	184,21	180,34	176,26	171,97	167,46	162,73	157,77	152,58	147,15	141,49
1	41	183,43	179,56	175,47	171,19	166,68	161,96	157,02	151,85	146,45	140,82
1	42	182,66	178,78	174,70	170,41	165,91	161,21	156,28	151,13	145,76	140,17
1	43	181,90	178,01	173,93	169,64	165,15	160,46	155,55	150,42	145,08	139,52
1	44	181,14	177,25	173,16	168,88	164,40	159,72	154,82	149,72	144,41	138,89
1	45	180,39	176,49	172,41	168,13	163,66	158,99	154,11	149,04	143,76	138,27
1	46	179,64	175,74	171,66	167,39	162,92	158,26	153,41	148,36	143,11	137,67
1	47	178,90	175,00	170,92	166,65	162,19	157,55	152,72	147,69	142,47	137,07
1	48	178,16	174,26	170,18	165,92	161,47	156,85	152,03	147,03	141,85	136,48
1	49	177,43	173,53	169,45	165,20	160,76	156,15	151,36	146,38	141,23	135,90
1	50	176,71	172,80	168,73	164,48	160,06	155,46	150,69	145,74	140,62	135,34
1	51	176,07	172,16	168,09	163,84	159,43	154,83	149,98	144,97	139,85	134,68
1	52	175,56	171,65	167,58	163,33	158,92	154,32	149,47	144,46	139,34	134,18
1	53	175,11	171,20	167,13	162,88	158,47	153,87	149,02	143,91	138,79	133,63

Таблиця 4.10

Температура стінки зі сторони повітря
в другому ході підігрівача повітря (частка коксового
газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	54	121,72	126,96	131,43	135,16	138,19	140,55	142,28	143,42	144,00	144,04
2	55	119,06	124,28	128,73	132,45	135,46	137,81	139,53	140,65	141,21	141,22
2	56	117,56	122,84	127,35	131,13	134,22	136,64	138,44	139,64	140,28	140,38
2	57	116,09	121,42	125,99	129,83	132,99	135,49	137,36	138,64	139,36	139,54
2	58	114,65	120,03	124,65	128,55	131,77	134,34	136,29	137,65	138,45	138,71
2	59	113,23	118,65	123,33	127,29	130,57	133,21	135,23	136,66	137,53	137,87
2	60	111,84	117,30	122,03	126,04	129,39	132,09	134,18	135,68	136,63	137,04
2	61	110,48	115,98	120,74	124,81	128,21	130,97	133,13	134,71	135,73	136,21
2	62	109,14	114,67	119,48	123,59	127,05	129,87	132,09	133,74	134,83	135,39
2	63	107,83	113,39	118,23	122,39	125,90	128,78	131,07	132,78	133,93	134,57
2	64	106,54	112,12	117,00	121,21	124,77	127,71	130,05	131,82	133,05	133,75
2	65	105,27	110,88	115,79	120,04	123,65	126,64	129,04	130,87	132,16	132,93
2	66	104,03	109,66	114,60	118,89	122,54	125,58	128,04	129,93	131,29	132,12
2	67	102,81	108,46	113,43	117,75	121,44	124,53	127,04	129,00	130,41	131,31
2	68	101,61	107,27	112,27	116,62	120,36	123,50	126,06	128,07	129,54	130,51
2	69	100,44	106,11	111,13	115,51	119,29	122,47	125,08	127,15	128,68	129,71
2	70	99,28	104,97	110,01	114,42	118,23	121,45	124,11	126,23	127,82	128,91
2	71	98,15	103,84	108,90	113,34	117,18	120,45	123,16	125,32	126,97	128,11
2	72	97,04	102,74	107,81	112,27	116,15	119,45	122,20	124,42	126,12	127,32
2	73	95,95	101,65	106,73	111,22	115,13	118,47	121,26	123,53	125,28	126,53
2	74	94,87	100,58	105,68	110,18	114,12	117,49	120,33	122,64	124,44	125,75
2	75	93,82	99,52	104,63	109,16	113,12	116,53	119,40	121,76	123,61	124,97
2	76	92,79	98,49	103,60	108,15	112,13	115,57	118,49	120,89	122,78	124,20
2	77	91,77	97,47	102,59	107,15	111,16	114,63	117,58	120,02	121,96	123,42
2	78	90,78	96,47	101,59	106,17	110,19	113,69	116,68	119,16	121,15	122,66
2	79	89,80	95,48	100,61	105,19	109,24	112,77	115,79	118,30	120,34	121,89
2	80	88,84	94,51	99,64	104,24	108,30	111,85	114,90	117,46	119,53	121,13
2	81	87,90	93,56	98,69	103,29	107,37	110,95	114,03	116,62	118,73	120,38
2	82	86,97	92,62	97,75	102,36	106,45	110,05	113,16	115,78	117,94	119,63
2	83	86,07	91,70	96,82	101,44	105,55	109,17	112,30	114,96	117,15	118,88
2	84	85,17	90,79	95,91	100,53	104,65	108,29	111,45	114,14	116,36	118,14
2	85	84,30	89,90	95,01	99,63	103,77	107,42	110,61	113,32	115,59	117,40
2	86	83,44	89,02	94,13	98,75	102,89	106,56	109,77	112,52	114,81	116,66
2	87	82,59	88,16	93,25	97,87	102,03	105,71	108,94	111,72	114,05	115,93
2	88	81,76	87,31	92,39	97,01	101,17	104,87	108,12	110,92	113,28	115,21
2	89	80,95	86,47	91,55	96,16	100,33	104,04	107,31	110,14	112,53	114,49
2	90	80,15	85,65	90,71	95,33	99,49	103,22	106,51	109,36	111,78	113,77
2	91	79,36	84,84	89,89	94,50	98,67	102,41	105,71	108,59	111,03	113,06
2	92	78,59	84,05	89,08	93,68	97,86	101,60	104,92	107,82	110,29	112,35
2	93	77,83	83,26	88,28	92,88	97,05	100,81	104,14	107,06	109,56	111,65
2	94	77,09	82,49	87,49	92,08	96,26	100,02	103,37	106,31	108,83	110,95
2	95	76,36	81,74	86,72	91,30	95,48	99,24	102,60	105,56	108,11	110,25
2	96	75,64	80,99	85,96	90,53	94,70	98,47	101,85	104,82	107,39	109,56
2	97	74,93	80,26	85,20	89,76	93,94	97,71	101,10	104,08	106,68	108,88
2	98	74,24	79,54	84,46	89,01	93,18	96,96	100,35	103,36	105,97	108,20
2	99	73,56	78,83	83,73	88,27	92,43	96,22	99,62	102,64	105,27	107,52
2	100	72,89	78,13	83,01	87,54	91,69	95,48	98,89	101,92	104,57	106,85
2	101	72,23	77,44	82,30	86,82	90,97	94,75	98,17	101,21	103,88	106,18
2	102	71,59	76,77	81,61	86,10	90,25	94,03	97,46	100,51	103,20	105,52
2	103	70,96	76,10	80,92	85,40	89,54	93,32	96,75	99,82	102,52	104,86
2	104	70,32	75,44	80,23	84,70	88,82	92,61	96,04	99,12	101,84	104,19
2	105	69,70	74,78	79,55	83,99	88,11	91,89	95,33	98,42	101,15	103,53
2	106	69,06	74,10	78,85	83,28	87,38	91,16	94,60	97,70	100,44	102,84

Таблиця 4.11

Різниця між температурами насичення

парів у газах і стінки зі сторони повітря в першому

ході підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер елемента									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	174,03	171,39	168,47	165,26	161,71	157,81	153,51	148,78	143,58	137,87
1	2	173,01	170,31	167,34	164,07	160,47	156,51	152,16	147,38	142,13	136,37
1	3	172,05	169,30	166,27	162,95	159,30	155,29	150,89	146,06	140,77	134,98
1	4	171,09	168,29	165,21	161,84	158,14	154,08	149,63	144,76	139,43	133,60
1	5	170,14	167,29	164,16	160,74	156,99	152,88	148,39	143,48	138,12	132,26
1	6	169,19	166,29	163,12	159,65	155,85	151,70	147,17	142,22	136,82	130,94
1	7	168,24	165,30	162,08	158,56	154,72	150,53	145,96	140,98	135,55	129,64
1	8	167,30	164,31	161,05	157,49	153,61	149,38	144,77	139,76	134,30	128,37
1	9	166,36	163,33	160,03	156,43	152,50	148,24	143,60	138,55	133,07	127,12
1	10	165,43	162,36	159,01	155,37	151,41	147,11	142,44	137,36	131,86	125,89
1	11	164,51	161,39	158,00	154,32	150,33	145,99	141,29	136,19	130,67	124,68
1	12	163,58	160,43	157,00	153,29	149,26	144,89	140,16	135,04	129,49	123,50
1	13	162,67	159,47	156,01	152,26	148,20	143,80	139,04	133,90	128,34	122,34
1	14	161,75	158,52	155,03	151,24	147,15	142,72	137,94	132,78	127,21	121,20
1	15	160,84	157,58	154,05	150,23	146,11	141,66	136,86	131,68	126,10	120,08
1	16	159,94	156,64	153,08	149,23	145,08	140,61	135,79	130,59	125,00	118,99
1	17	159,04	155,71	152,12	148,24	144,07	139,57	134,73	129,52	123,92	117,91
1	18	158,15	154,79	151,16	147,26	143,06	138,54	133,68	128,46	122,86	116,85
1	19	157,26	153,87	150,22	146,29	142,06	137,53	132,65	127,42	121,82	115,81
1	20	156,38	152,96	149,28	145,32	141,08	136,52	131,64	126,40	120,79	114,79
1	21	155,50	152,05	148,34	144,37	140,10	135,53	130,63	125,39	119,78	113,79
1	22	154,63	151,15	147,42	143,42	139,14	134,55	129,64	124,40	118,79	112,81
1	23	153,76	150,26	146,50	142,48	138,18	133,58	128,67	123,42	117,82	111,85
1	24	152,90	149,37	145,59	141,56	137,24	132,63	127,70	122,45	116,86	110,90
1	25	152,04	148,49	144,69	140,64	136,30	131,68	126,75	121,50	115,91	109,97
1	26	151,19	147,62	143,80	139,72	135,38	130,75	125,81	120,56	114,98	109,06
1	27	150,35	146,75	142,91	138,82	134,46	129,82	124,89	119,64	114,07	108,16
1	28	149,50	145,89	142,03	137,93	133,56	128,91	123,97	118,73	113,17	107,28
1	29	148,67	145,03	141,16	137,04	132,66	128,01	123,07	117,84	112,29	106,42
1	30	147,84	144,18	140,30	136,17	131,78	127,12	122,18	116,95	111,42	105,57
1	31	147,01	143,34	139,44	135,30	130,90	126,24	121,31	116,09	110,57	104,74
1	32	146,20	142,51	138,59	134,44	130,04	125,37	120,44	115,23	109,73	103,92
1	33	145,38	141,68	137,75	133,59	129,18	124,52	119,59	114,39	108,90	103,12
1	34	144,57	140,86	136,92	132,74	128,33	123,67	118,75	113,55	108,09	102,33
1	35	143,77	140,04	136,09	131,91	127,49	122,83	117,92	112,74	107,29	101,56
1	36	142,97	139,23	135,27	131,08	126,67	122,01	117,10	111,93	106,50	100,80
1	37	142,18	138,43	134,46	130,27	125,85	121,19	116,29	111,14	105,73	100,05
1	38	141,40	137,63	133,65	129,46	125,03	120,38	115,49	110,35	104,96	99,32
1	39	140,62	136,84	132,85	128,65	124,23	119,59	114,70	109,58	104,22	98,60
1	40	139,84	136,05	132,06	127,86	123,44	118,80	113,93	108,82	103,48	97,89
1	41	139,07	135,28	131,28	127,07	122,66	118,02	113,16	108,07	102,76	97,20
1	42	138,31	134,50	130,50	126,30	121,88	117,25	112,41	107,34	102,04	96,52
1	43	137,55	133,74	129,73	125,53	121,12	116,50	111,66	106,61	101,34	95,85
1	44	136,80	132,98	128,97	124,76	120,36	115,75	110,93	105,90	100,65	95,20
1	45	136,05	132,23	128,21	124,01	119,61	115,01	110,20	105,19	99,98	94,55
1	46	135,31	131,48	127,47	123,26	118,87	114,28	109,49	104,50	99,31	93,92
1	47	134,57	130,74	126,73	122,53	118,14	113,56	108,78	103,82	98,65	93,30
1	48	133,84	130,01	125,99	121,79	117,41	112,84	108,09	103,14	98,01	92,69
1	49	133,12	129,28	125,26	121,07	116,70	112,14	107,40	102,48	97,37	92,09
1	50	132,40	128,56	124,54	120,35	115,99	111,45	106,73	101,83	96,75	91,50
1	51	131,69	127,85	123,84	119,65	115,31	110,79	106,09	101,21	96,15	90,92
1	52	131,00	127,16	123,15	118,96	114,63	110,12	105,43	100,57	95,53	90,32
1	53	130,32	126,48	122,47	118,28	113,96	109,46	104,78	99,94	95,02	89,83

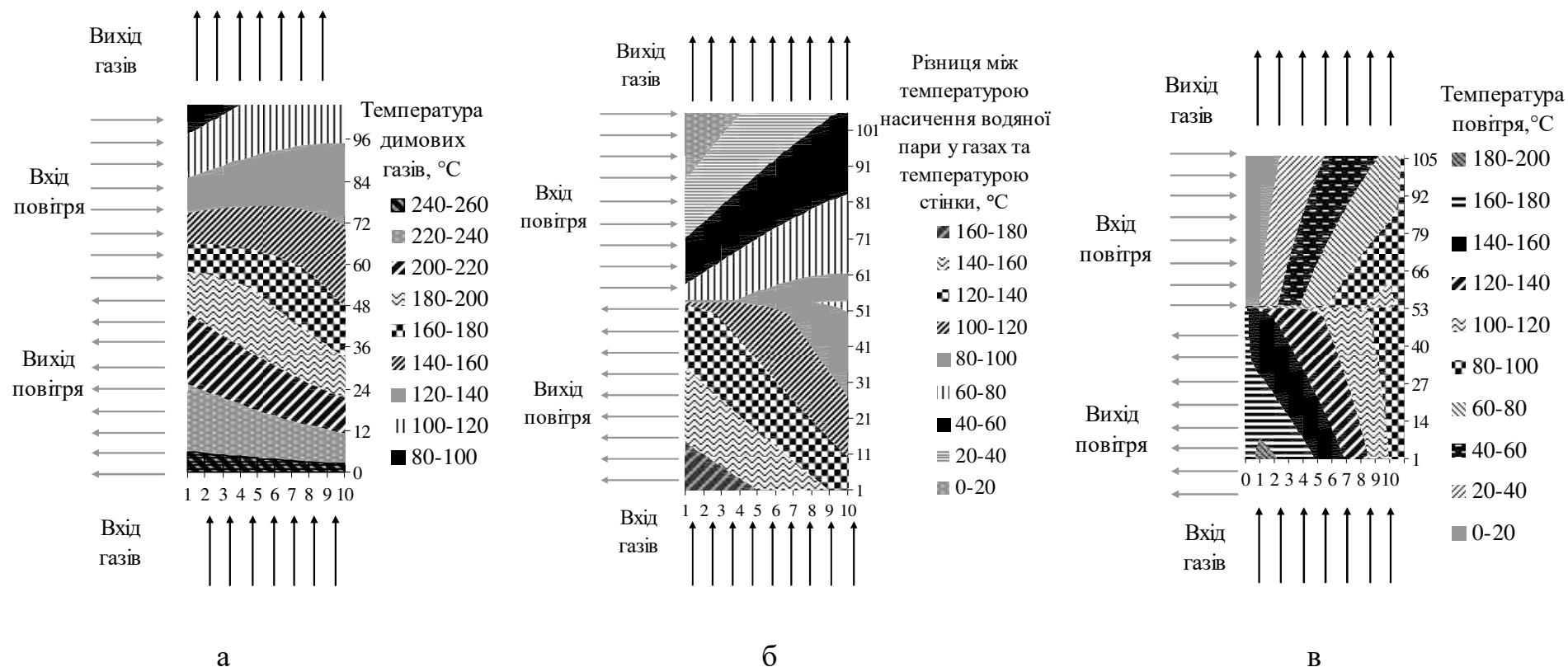
Таблиця 4.12

Різниця між температурою насичення

парів у газах і стінки зі сторони повітря в другому

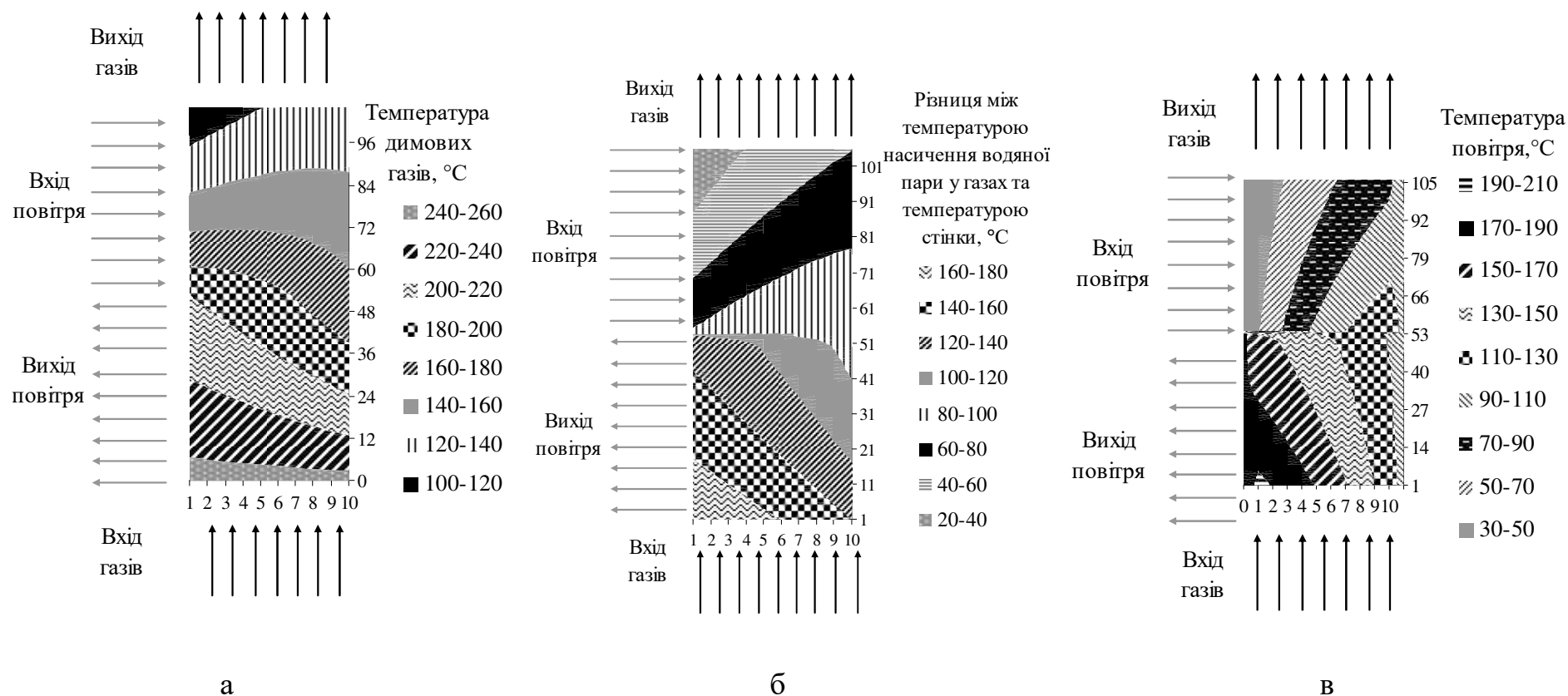
ході підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літо)

Номер ходу	Номер ряду	Номер элементу									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	54	79.45	84.02	87.84	90.97	93.43	95.26	96.48	97.14	97.25	96.85
2	55	77.76	82.41	86.31	89.52	92.07	93.99	95.30	96.05	96.26	95.95
2	56	76.16	80.88	84.86	88.15	90.78	92.79	94.19	95.03	95.32	95.10
2	57	74.59	79.38	83.43	86.80	89.51	91.60	93.09	94.01	94.39	94.25
2	58	73.05	77.90	82.02	85.47	88.25	90.42	91.99	92.99	93.46	93.41
2	59	71.54	76.44	80.64	84.15	87.01	89.25	90.90	91.99	92.54	92.57
2	60	70.05	75.01	79.27	82.85	85.78	88.09	89.82	90.99	91.62	91.73
2	61	68.59	73.60	77.92	81.56	84.56	86.95	88.75	89.99	90.70	90.89
2	62	67.16	72.22	76.59	80.29	83.36	85.81	87.69	89.00	89.79	90.06
2	63	65.75	70.86	75.28	79.04	82.17	84.69	86.63	88.02	88.88	89.23
2	64	64.37	69.52	73.98	77.80	80.99	83.58	85.59	87.05	87.98	88.40
2	65	63.01	68.20	72.71	76.58	79.82	82.47	84.55	86.08	87.08	87.57
2	66	61.68	66.90	71.46	75.37	78.67	81.38	83.52	85.12	86.19	86.75
2	67	60.37	65.62	70.22	74.18	77.53	80.30	82.50	84.16	85.30	85.93
2	68	59.09	64.37	69.00	73.00	76.41	79.23	81.49	83.21	84.41	85.11
2	69	57.83	63.13	67.80	71.84	75.29	78.17	80.49	82.27	83.53	84.30
2	70	56.59	61.92	66.61	70.70	74.19	77.12	79.49	81.33	82.66	83.49
2	71	55.37	60.72	65.45	69.57	73.11	76.08	78.50	80.40	81.79	82.68
2	72	54.18	59.55	64.30	68.45	72.03	75.05	77.53	79.48	80.92	81.88
2	73	53.01	58.39	63.16	67.35	70.97	74.03	76.56	78.56	80.06	81.08
2	74	51.86	57.25	62.05	66.26	69.91	73.02	75.59	77.65	79.21	80.28
2	75	50.73	56.13	60.94	65.19	68.87	72.02	74.64	76.75	78.36	79.49
2	76	49.61	55.03	59.86	64.13	67.85	71.03	73.69	75.85	77.52	78.70
2	77	48.52	53.94	58.79	63.08	66.83	70.05	72.76	74.96	76.68	77.91
2	78	47.45	52.87	57.74	62.05	65.83	69.08	71.83	74.08	75.84	77.13
2	79	46.40	51.82	56.70	61.03	64.84	68.12	70.91	73.20	75.01	76.35
2	80	45.37	50.79	55.67	60.02	63.85	67.17	70.00	72.33	74.19	75.58
2	81	44.35	49.77	54.66	59.03	62.88	66.23	69.09	71.47	73.37	74.81
2	82	43.36	48.77	53.67	58.05	61.93	65.30	68.20	70.61	72.55	74.04
2	83	42.38	47.79	52.69	57.08	60.98	64.38	67.31	69.76	71.75	73.28
2	84	41.41	46.82	51.72	56.13	60.04	63.47	66.43	68.91	70.94	72.52
2	85	40.47	45.87	50.77	55.19	59.12	62.57	65.56	68.08	70.14	71.77
2	86	39.54	44.93	49.83	54.26	58.20	61.68	64.69	67.25	69.35	71.02
2	87	38.63	44.01	48.91	53.34	57.30	60.80	63.83	66.42	68.56	70.27
2	88	37.73	43.10	48.00	52.43	56.40	59.92	62.99	65.60	67.78	69.53
2	89	36.85	42.20	47.10	51.54	55.52	59.06	62.15	64.79	67.01	68.79
2	90	35.99	41.32	46.21	50.65	54.65	58.20	61.31	63.99	66.23	68.05
2	91	35.14	40.46	45.34	49.78	53.79	57.35	60.49	63.19	65.47	67.32
2	92	34.30	39.61	44.48	48.92	52.94	56.52	59.67	62.40	64.71	66.60
2	93	33.48	38.77	43.63	48.07	52.09	55.69	58.86	61.62	63.95	65.88
2	94	32.68	37.94	42.80	47.24	51.26	54.87	58.06	60.84	63.20	65.16
2	95	31.89	37.13	41.97	46.41	50.44	54.06	57.27	60.07	62.46	64.45
2	96	31.11	36.33	41.16	45.60	49.63	53.25	56.48	59.30	61.72	63.74
2	97	30.34	35.55	40.36	44.79	48.82	52.46	55.70	58.54	60.99	63.03
2	98	29.59	34.77	39.58	44.00	48.03	51.67	54.93	57.79	60.26	62.34
2	99	28.85	34.01	38.80	43.21	47.25	50.90	54.16	57.04	59.53	61.64
2	100	28.13	33.26	38.03	42.44	46.47	50.13	53.41	56.30	58.82	60.95
2	101	27.42	32.52	37.28	41.67	45.71	49.37	52.66	55.57	58.10	60.26
2	102	26.72	31.80	36.53	40.92	44.95	48.61	51.91	54.84	57.40	59.58
2	103	26.03	31.08	35.80	40.18	44.20	47.87	51.18	54.12	56.70	58.90
2	104	25.34	30.37	35.07	39.43	43.45	47.12	50.44	53.40	55.99	58.22
2	105	24.66	29.66	34.34	38.69	42.71	46.38	49.70	52.67	55.28	57.54
2	106	23.97	28.94	33.60	37.93	41.94	45.61	48.94	51.92	54.55	56.83



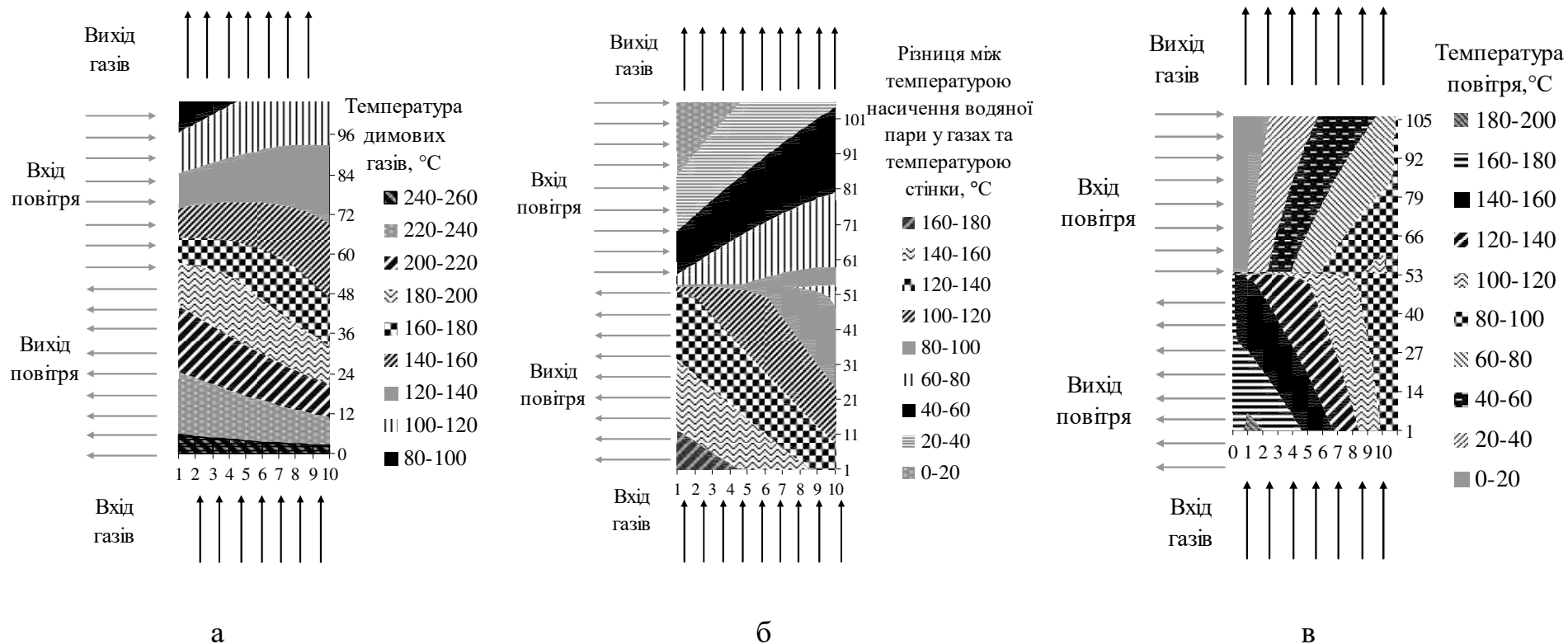
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.10 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 7 %, зимовий період)



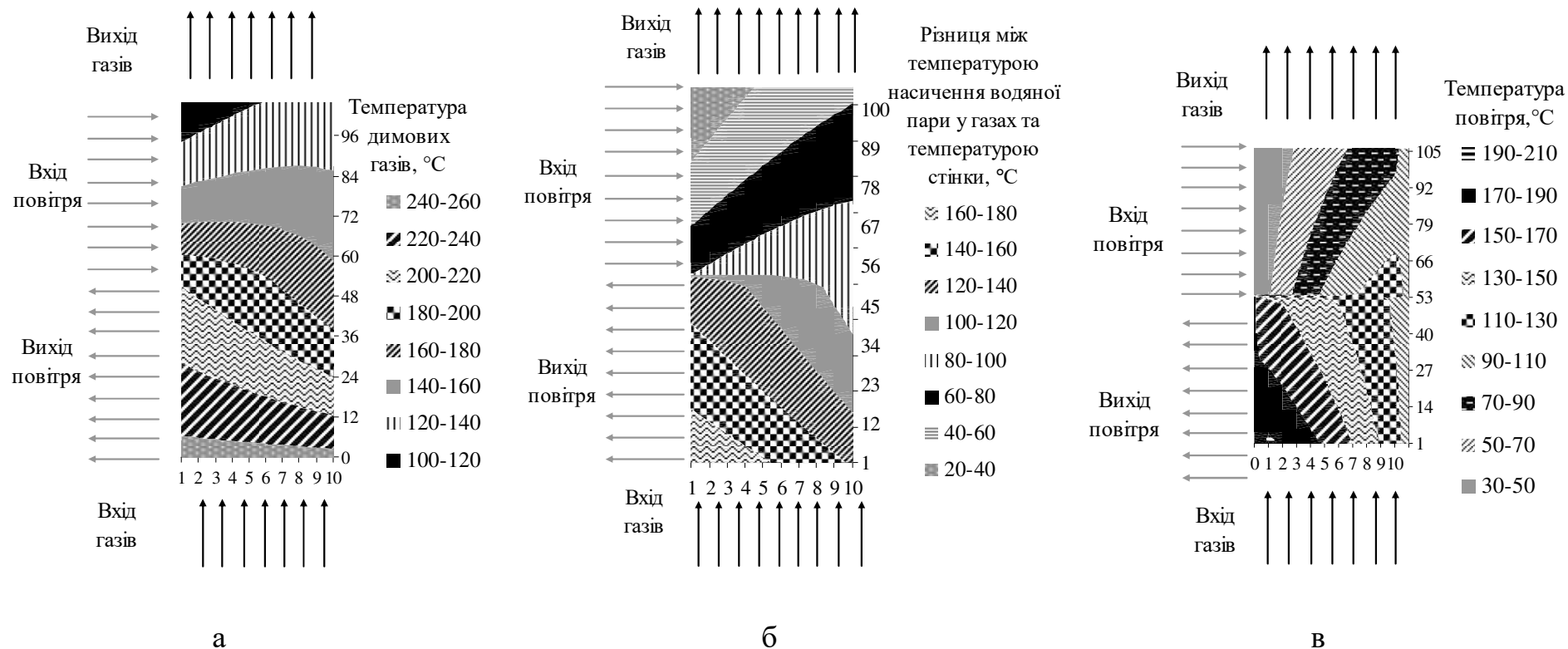
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.11 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 7 %, літній період)



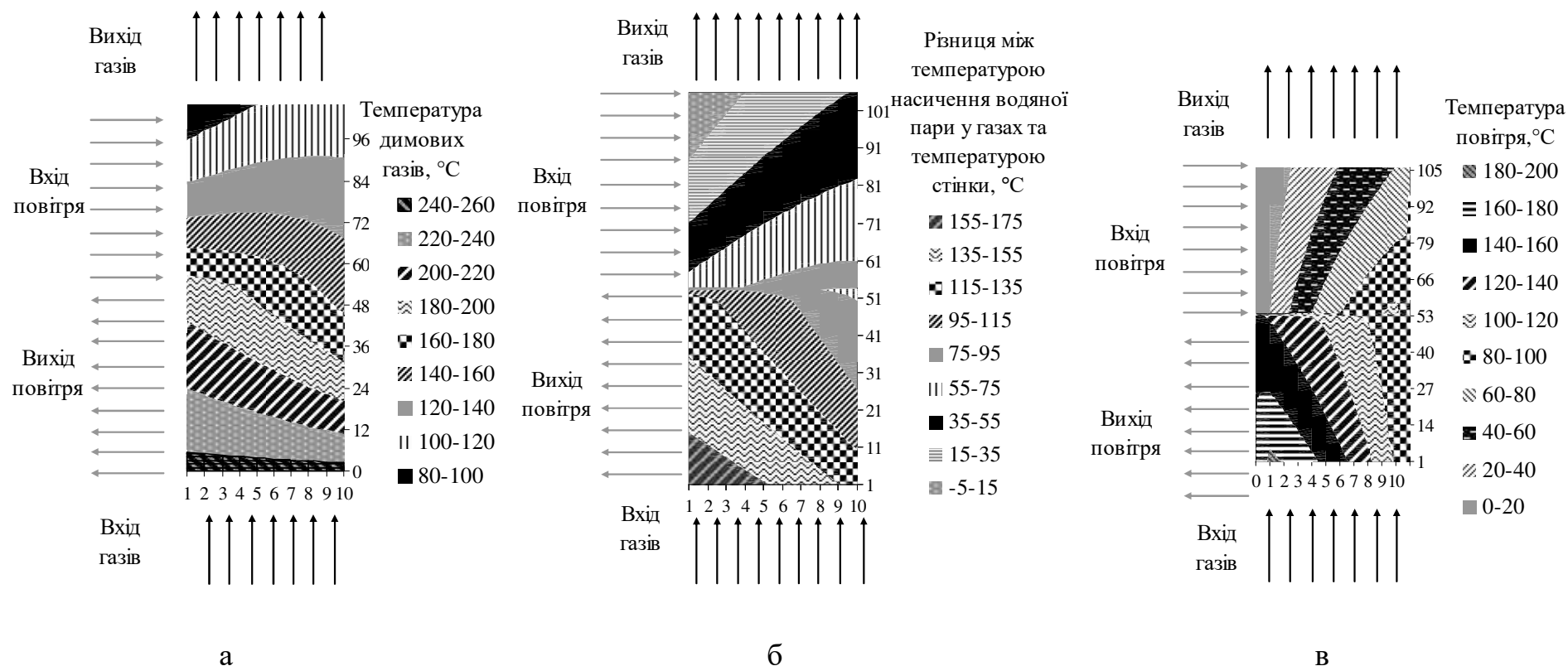
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.12 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, зимовий період)



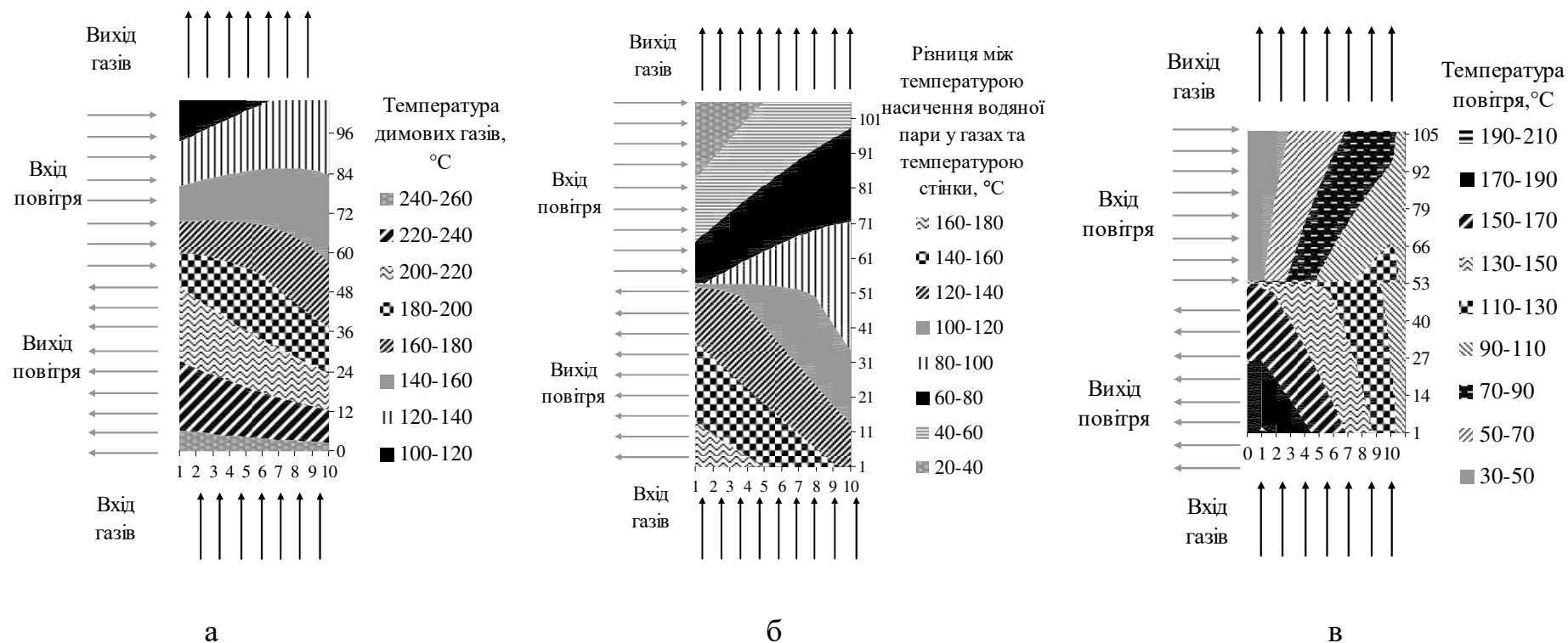
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.13 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 8 %, літній період)



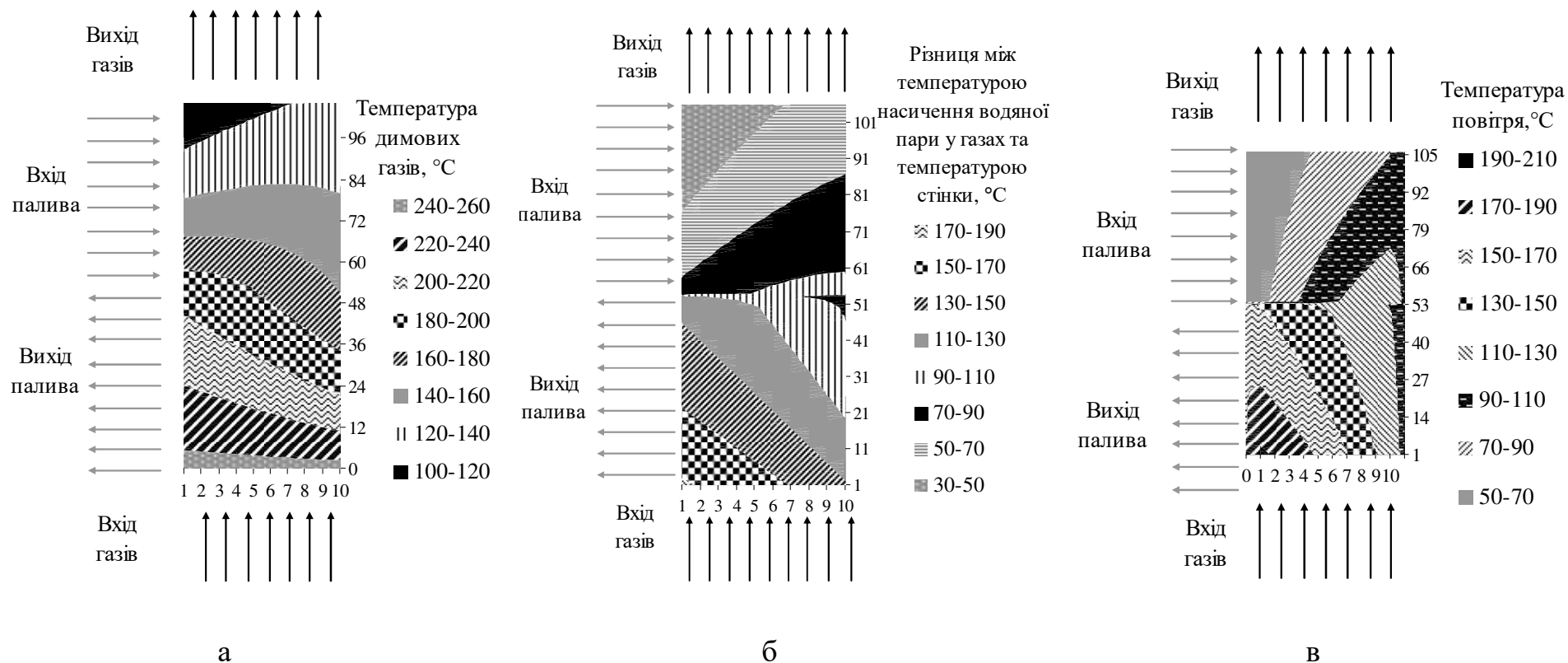
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.14 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 9 %, зимовий період)



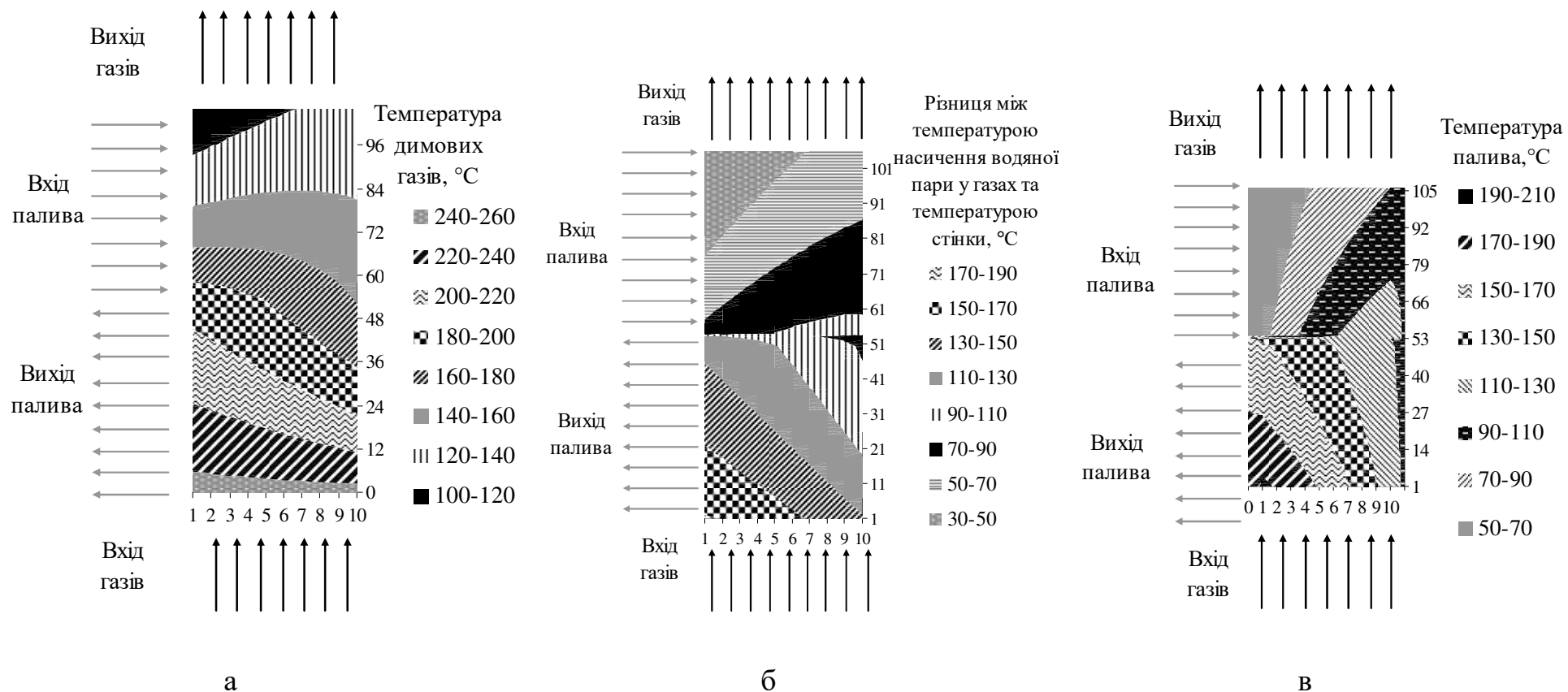
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.15 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 9 %, літній період)



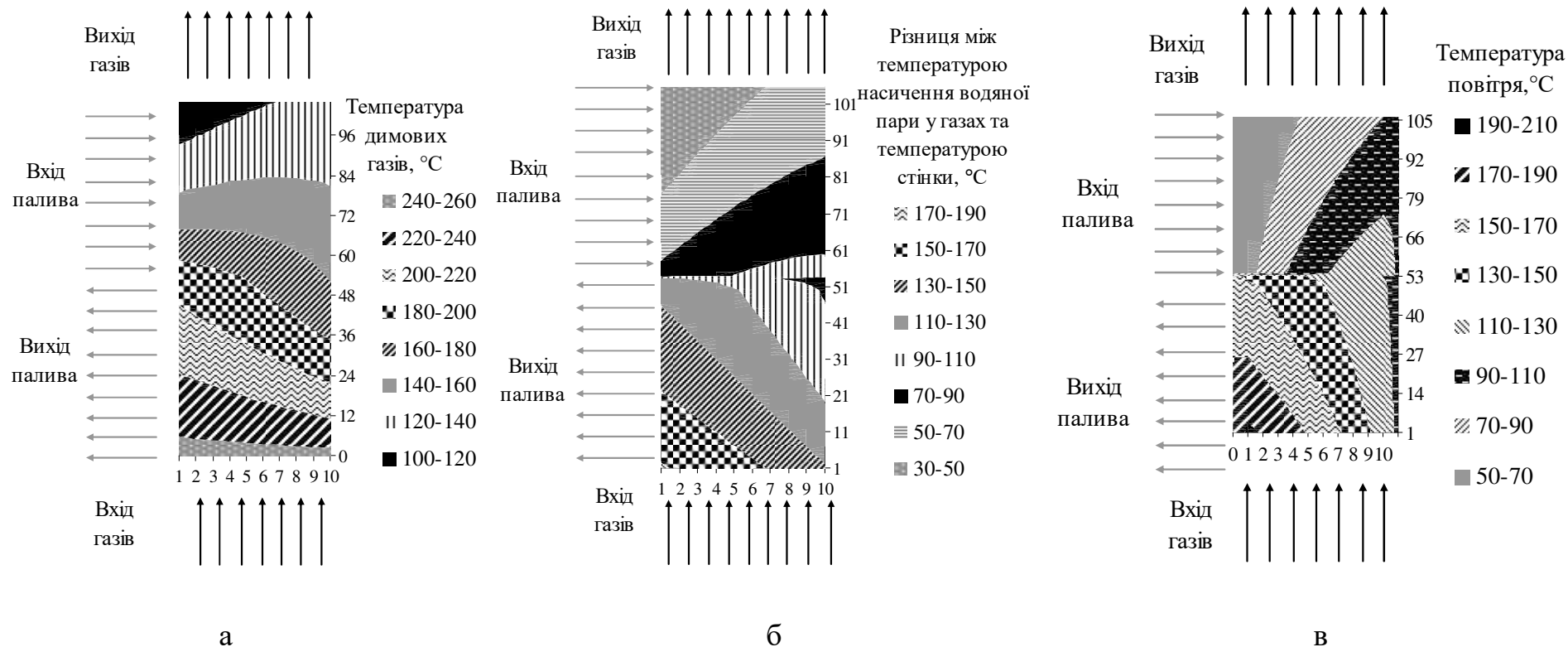
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура палива

Рисунок 4.16 – Діаграми розподілу температур для підігрівача палива (частка коксового газу 7 %, зимовий період)



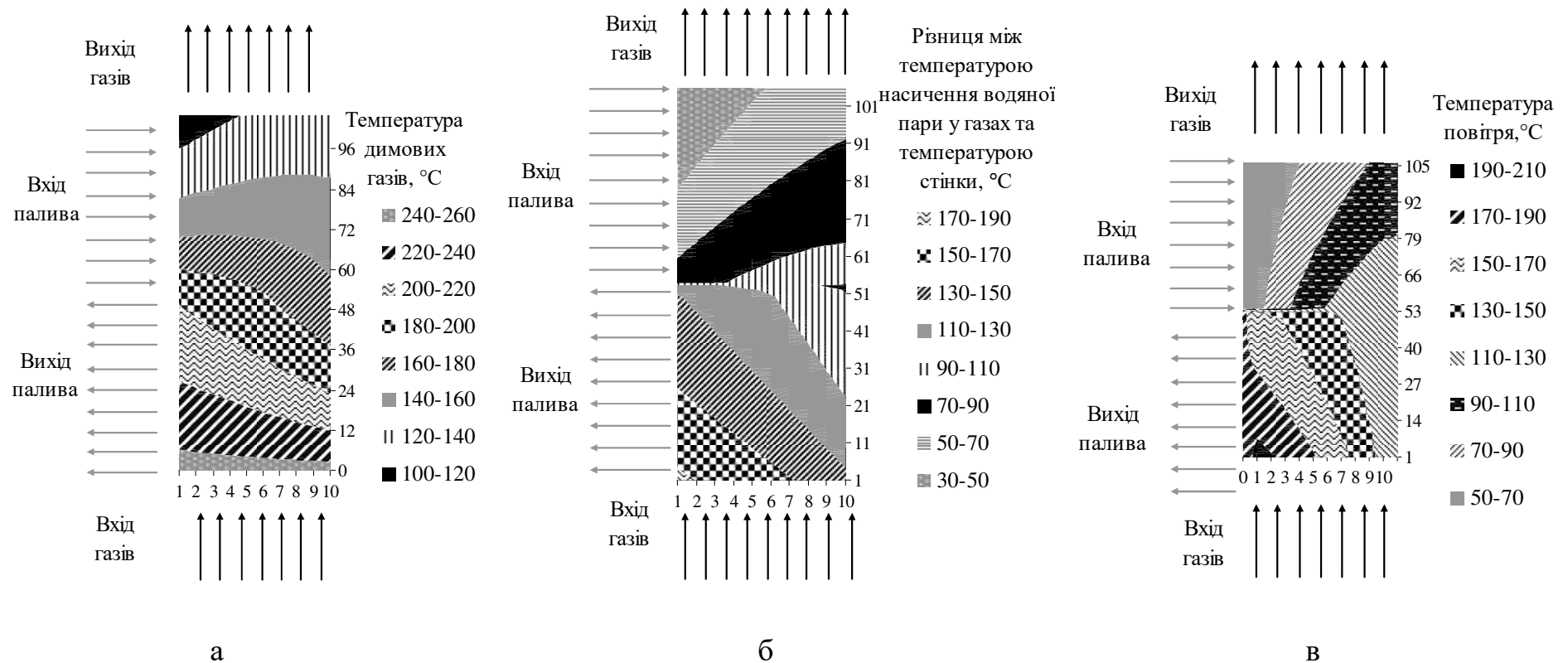
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура палива

Рисунок 4.17 – Діаграми розподілу температур для підігрівача палива (частка коксового газу 7 %, літній період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура палива

Рисунок 4.18 – Діаграми розподілу температур для підігрівача палива (частка коксового газу 8 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура палива

Рисунок 4.20 – Діаграми розподілу температур для підігрівача палива (частка коксового газу 9 %, зимовий період)

Таблиця 4.13

Загальні результати розрахунків для підігрівача повітря зі схеми 4.1

Частка коксового газу, %	Період	Площа поверхні теплообміну, м ²	Температура повітря на вході, °C	Температура газів на вході, °C	Витрата повітря, кг/с	Витрата газів, кг/с	P	R	NTU ₂	Температура повітря на виході, °C	Температура газів на виході, °C	Середня різниця температур теплоносіїв, °C	Утилізована теплота, МДж/год	Середня питома ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·K)	Середня питома ізобарна теплоємність газів, кДж/(кг·K)	Швидкість повітря, м/с	Швидкість газів, м/с	Перепад тиску повітря, Па	Перепад тиску газів, Па
7	Зима	3315	3	246	49,606	52,048	0,660	0,896	1,927	163,29	102,38	83,00	28829	1,010	1,071	13,628	19,045	1112	7530
7	Літо		33		49,680	51,898	0,658	0,906	1,931	173,08	119,13	72,40	25543	1,022	1,078	14,464	19,440	1181	7698
8	Зима		3		51,055	52,256	0,652	0,916	1,899	161,43	100,83	83,24	29319	1,010	1,074	13,972	19,139	1172	7585
8	Літо		33		51,112	52,055	0,650	0,926	1,902	171,45	117,77	72,60	25968	1,022	1,081	14,835	19,541	1245	7750
9	Зима		3		52,410	52,393	0,645	0,936	1,872	159,68	99,38	83,45	29759	1,010	1,076	14,292	19,219	1229	7627
9	Літо		33		52,480	52,263	0,643	0,945	1,876	169,95	116,52	72,79	26369	1,022	1,082	15,189	19,642	1308	7809

Таблиця 4.14

Загальні результати розрахунків для підігрівача палива зі схеми 4.1

Частка коксового газу, %	Період	Площа поверхні теплообміну, м ²	Температура палива на вході, °C	Температура газів на вході, °C	Витрата палива, кг/с	Витрата газів, кг/с	P	R	NTU ₂	Температура палива на виході, °C	Температура газів на виході, °C	Середня різниця температур теплоносіїв, °C	Утилізована теплота, МДж/год	Середня питома ізобарна теплоємність палива, кДж/(кг·K)	Середня питома ізобарна теплоємність газів, кДж/(кг·K)	Швидкість палива, м/с	Швидкість газів, м/с	Перепад тиску палива, Па	Перепад тиску газів, Па
7	Зима	3315	50	246	55,488	52,048	0,608	1,093	1,851	169,20	115,77	64,02	26165	1,103	1,072	18,240	19,203	1928	7605
7	Літо				54,774	51,898	0,613	1,078	1,867	170,10	116,53	63,98	26031	1,104	1,076	18,034	19,242	1882	7604
8	Зима				54,781	52,256	0,612	1,080	1,863	169,92	116,44	64,01	26204	1,112	1,075	18,156	19,378	1895	7698
8	Літо				54,087	52,055	0,616	1,067	1,878	170,78	117,17	63,96	26066	1,113	1,080	17,953	19,413	1851	7689
9	Зима				52,238	53,581	0,633	1,011	1,928	174,08	120,52	64,06	26114	1,123	1,079	17,571	20,140	1751	8163
9	Літо				51,432	53,422	0,638	0,995	1,947	175,14	121,45	63,99	26369	1,022	1,082	15,189	19,642	1702	8163

Система забезпечує підігрів палива до 170 °С та підігрів повітря до 160-170 °С. Якщо зіставити ці значення з даними табл. 3.7, видно, що можливо скоротити частку коксового газу в паливі з 16 % до 9 %.

Параметрами, що можуть слугувати індикаторами ефективності систем утилізації, є обсяг економії коксового газу та КВТ системи.

Оперуючи даними з таблиці 3.9, можна розрахувати економію коксового газу для одного повітронагрівача

$$\Delta V_{\text{КОКС}} = V_{\text{КОКС}}^{16\%} - V_{\text{КОКС}}^{9\%}, \quad (4.1)$$

де $V_{\text{КОКС}}^{16\%}$ – витрата коксового газу при його частці в паливі 16 %, м³/год;

$V_{\text{КОКС}}^{9\%}$ – витрата коксового газу при його частці в паливі 9 %, м³/год;

Якщо брати до уваги послідовний режим роботи, тривалість газового періоду $\tau_H = 1,83$ год та періоду дуття $\tau_D = 1$ год, то річна економія коксового газу системи з трьох повітронагрівачів може бути розрахована як

$$E_{\text{ПК}} = 24 \cdot 365 \cdot 3 \cdot \Delta V_{\text{КОКС}} \cdot \frac{\tau_H}{\tau_H + \tau_D}, \quad (4.2)$$

де 24 – кількість годин в добі;

365 – кількість діб в році.

КВТ системи утилізації визначалась за формулою 1.9. Засвоєна теплота знаходилась як сума рекуперованої теплоти в повітряному і газовому утилізаторах згідно формул (1.10) та (1.11), значення див. в табл. 4.13-4.14, а прихід теплоти згідно з (1.12) [153]. Результати розрахунку ефективності системи утилізації наведено в табл. 4.15.

Оцінка ефективності системи утилізації

Період	Економія коксового газу в одному повітрянагрівачі, $\Delta V_{\text{КОКС}}$, м ³ /год	Річна економія коксового газу в системі нагріву дуття, $E_{\text{РІК}}$, м ³ /рік	Загальна рекуперована теплота, $Q_{\text{РЕК}}^{\text{ЗАГ}}$, МДж/год	Прихід теплоти, $Q_{\text{ПРИХ}}$, МДж/год	КВТ
Зима	4365,26	74182272	55873	108986	0,51
Літо	4284,71	72813423	52738	114619	0,46

Отже, дана схема утилізації забезпечує щорічну економію коксового газу в обсязі 72,8-74,2 млн. м³/рік. Її КВТ сягає 0,46-0,51 в залежності від температурних умов навколишнього середовища.

4.3 Підігрів повітря горіння за допомогою одного рекуператора

В цьому підрозділі наведено результати розрахунків системи утилізації, схема якої зображена на рис. 4.2 і в якій здійснюється лише підігрів повітря у рекуператорі, характеристики якого наведені на рис. 4.6 і у табл. 4.2.

В моделі цього рекуператора кількість трубок збільшена порівняно з рекуператорами попередньої моделі, відповідно збільшена площа теплообміну. Димові газу використовуються лише для підігріву повітря горіння. Інтерфейс розрахункової програми зображено на рис. 4.22 для літнього періоду (33 °С) та частки коксового газу в паливі 11 %.

На рисунках 4.23-4.28 зображено розподіл температур за поверхнею теплообміну в рекуператорі в зимовий та літній періоди при частці коксового газу в паливі 10-12 %.

Розрахунок трубчастого повітропідігрівача (повітря зсередини)

Конструктивні параметри

Кількість ходів:

Кількість елементів на трубі у ході:

Кількість рядів:

Кількість труб у ряді:

Матеріал трубок:

Внутрішній діаметр труб, м:

Зовнішній діаметр труб, м:

Шаг розбивки у пучку, м: ×

Довжина труб, м:

Режимні параметри

Витрата, м³/с:

Тиск, МПа:

Температура, град С:

повітря:

гази:

Експлуатаційні параметри

Товщина, мм:

Теплопровідність, Вт/(м·К):

зсередини:

зовні:

Шорсткість зсередини труб, м:

Склад продуктів згоряння

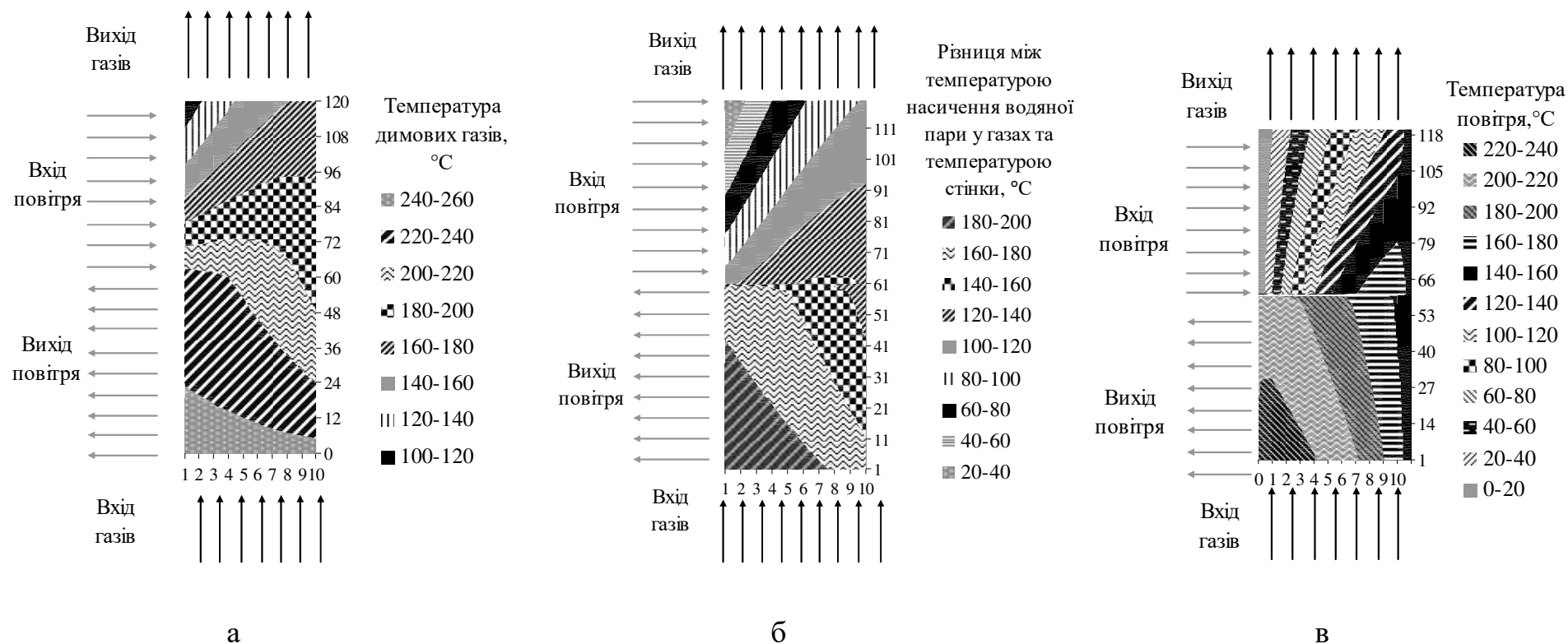
CO ₂ %	H ₂ O %	N ₂ %	O ₂ %	CO %	CH ₄ %	H ₂ %	fi %
21.2	11.5	66.4	0.9	0	0	0	40

Відносна вологість повітря

Найменування файлу виводу:

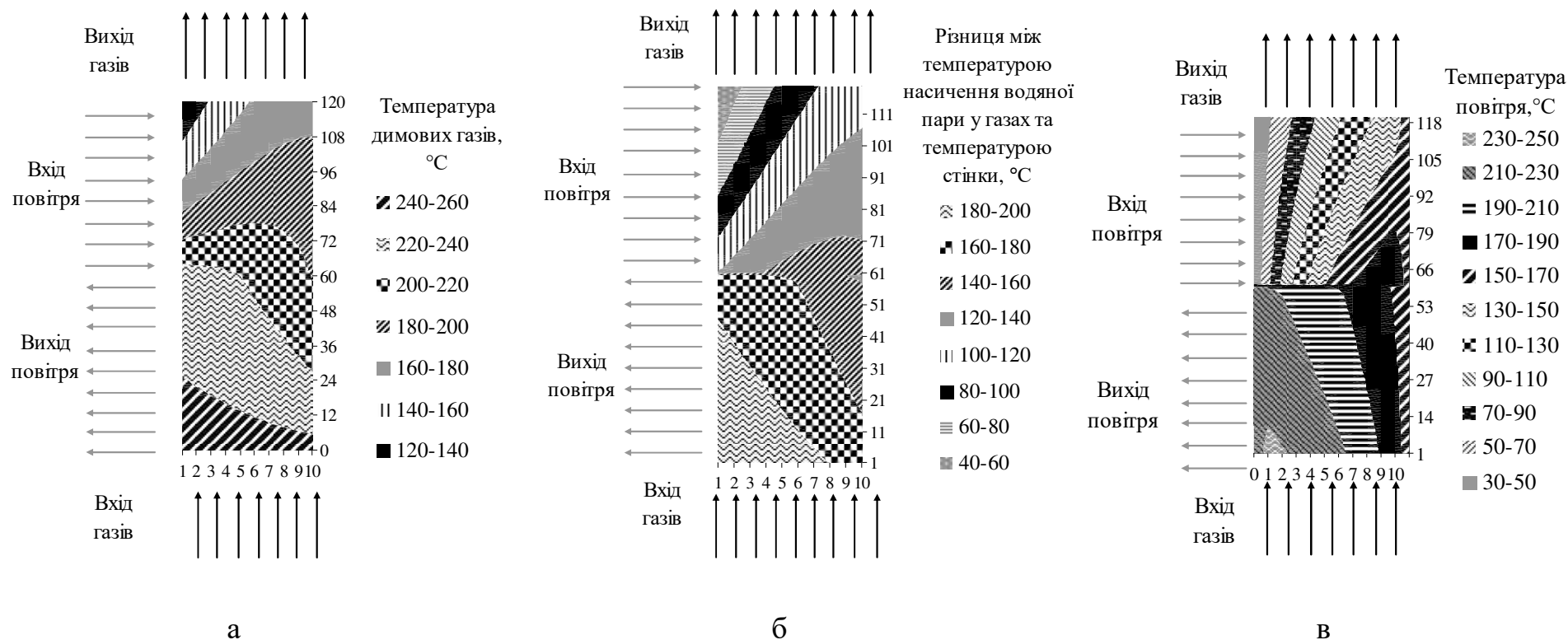
Розрахувати **Вийти з програми**

Рисунок 4.22 – Вікно інтерфейсу програми розрахунку теплоутилізатора зі схеми 4.2, з рис. 4.6



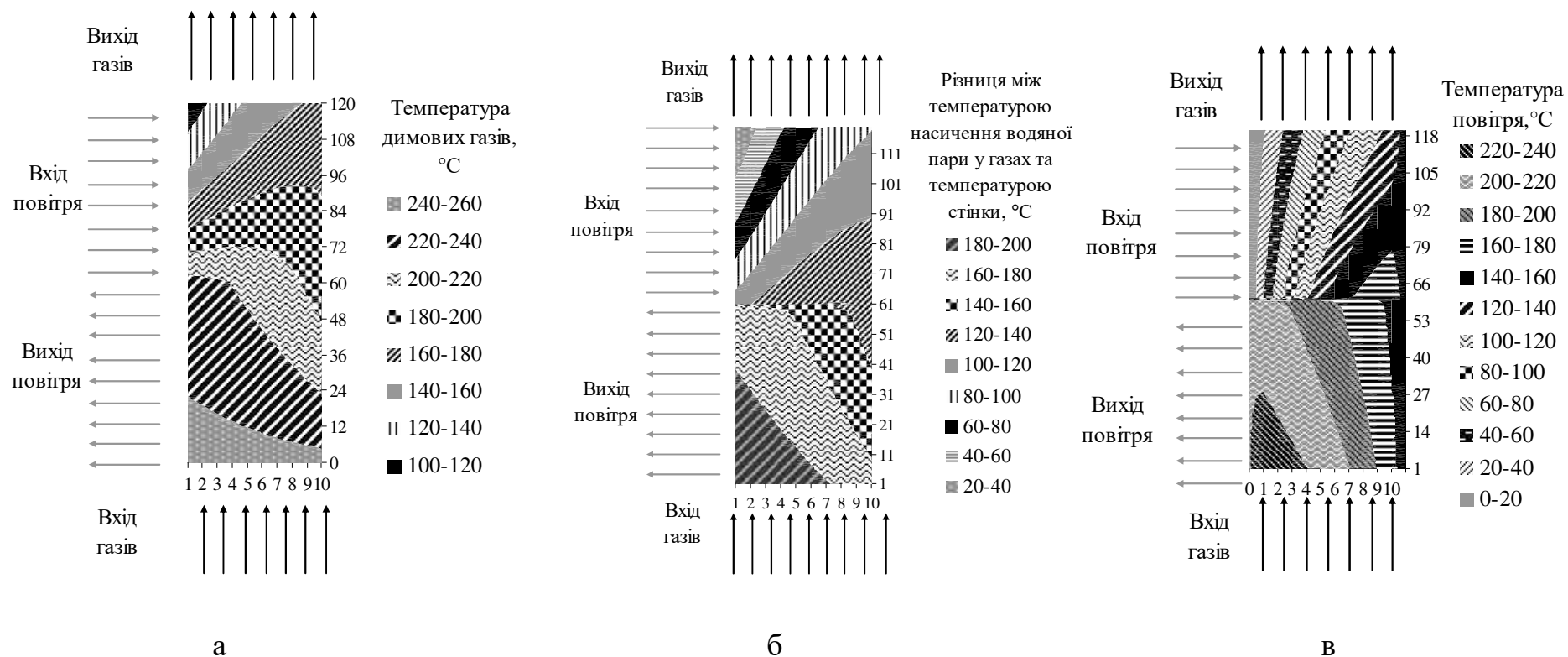
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.23 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 10 %, зимовий період)



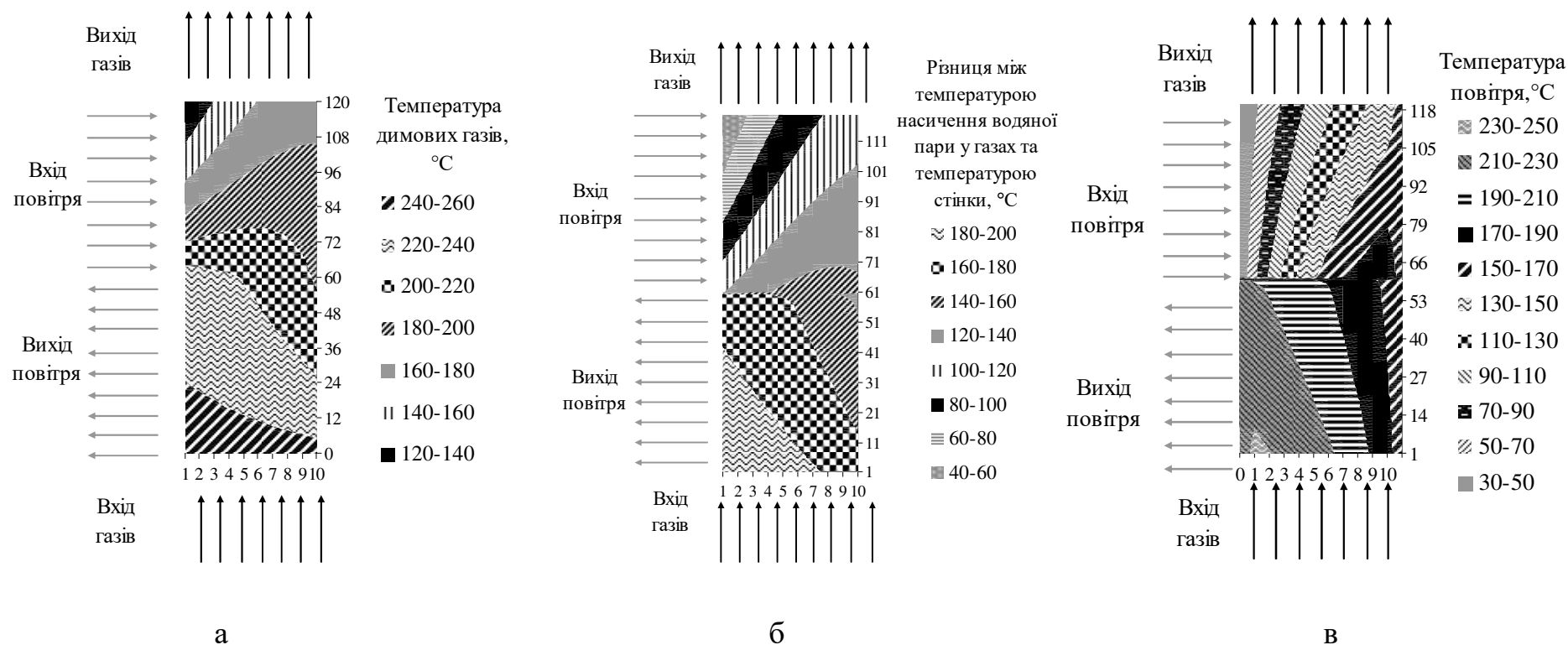
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.24 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 10 %, літній період)



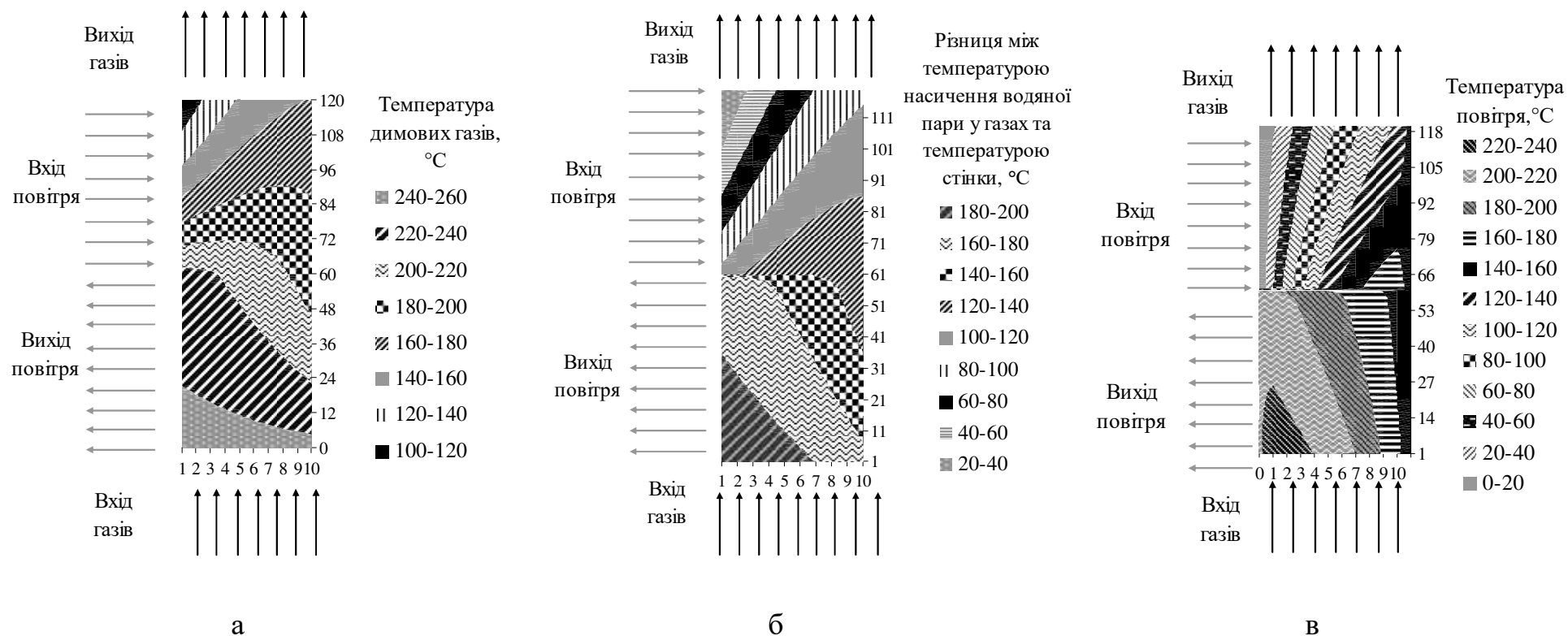
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.25 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 11 %, зимовий період)



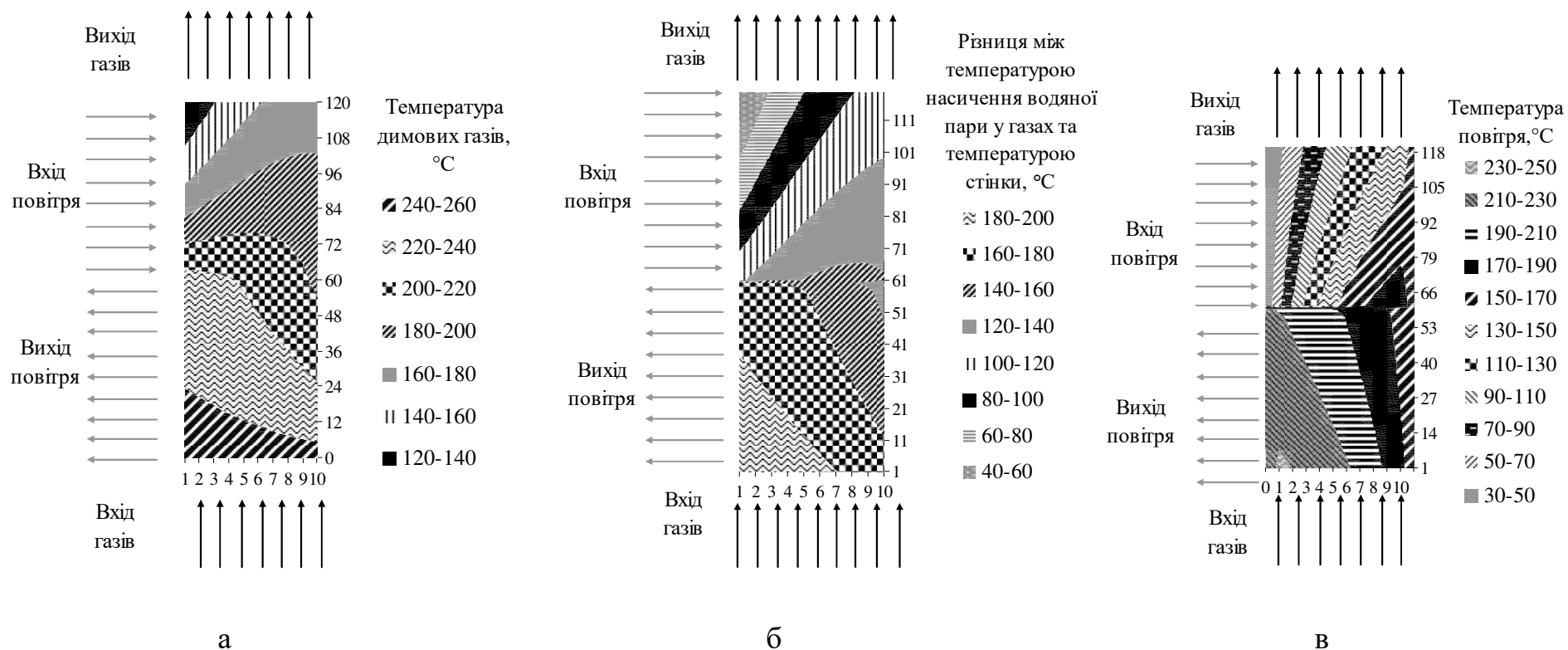
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.26 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 11 %, літній період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.27 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 12 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.28 – Діаграми розподілу температур для підігрівача повітря (частка коксового газу 12 %, літній період)

Таблиця 4.16

Загальні результати розрахунків для підігрівача повітря зі схеми 4.2

Частка коксового газу, %	Період	Площа поверхні теплообміну, м ²	Температура повітря на вході, °C	Температура газів на вході, °C	Витрата повітря, кг/с	Витрата газів, кг/с	P	R	NTU ₂	Температура повітря на виході, °C	Температура газів на виході, °C	Середня різниця температур теплоносіїв, °C	Утилізована теплота, МДж/год	Середня питома ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·K)	Середня питома ізобарна теплоємність газів, кДж/(кг·K)	Швидкість повітря, м/с	Швидкість газів, м/с	Перепад тиску повітря, Па	Перепад тиску газів, Па
10	Зима	9062	3	246	53,79	105,11	0,892	0,48	3,72	219,86	142,60	58,92	42624	1,02	1,09	9,36	17,15	676	6777
10	Літо		33		53,79	104,75	0,891	0,48	3,71	222,80	154,60	51,51	37729	1,03	1,10	9,70	17,34	700	6846
11	Зима		3		55,06	105,59	0,889	0,485	3,68	219,00	141,26	59,26	43442	1,02	1,09	9,55	17,26	705	6839
11	Літо		33		55,11	105,25	0,887	0,49	3,674	222,01	153,37	51,82	38485	1,03	1,10	9,91	17,45	732	6914
12	Зима		3		56,52	106,10	0,885	0,495	3,635	217,98	139,69	59,65	44379	1,02	1,09	9,78	17,36	740	6903
12	Літо		33		56,56	105,74	0,883	0,5	3,633	221,133	152,03	52,15	39308	1,03	1,10	10,15	17,57	768	6981

Система забезпечує підігрів повітря до 219-221 °С. Якщо зіставити ці значення з даними табл. 3.7, видно, що можливо скоротити частку коксового газу в паливі з 16 % до 11 %. Для скорочення частки коксового газу до 10 % повітря має підігріватись до більш високих температур, щоб забезпечувалась проектна температура під куполами повітрянагрівачів.

Економію коксового газу для одного повітрянагрівача та річну економію визначаємо за формулами (4.1), (4.2), підставляючи параметри для палива з часткою коксового газу 11 %.

КВТ системи утилізації визначалась за формулою (1.9). Засвоєна теплота у газовому утилізаторі відсутня, оскільки здійснюється лише підігрів повітря, значення див. в табл. 4.16. Результати розрахунку ефективності системи утилізації наведено в табл. 4.17.

Таблиця 4.17

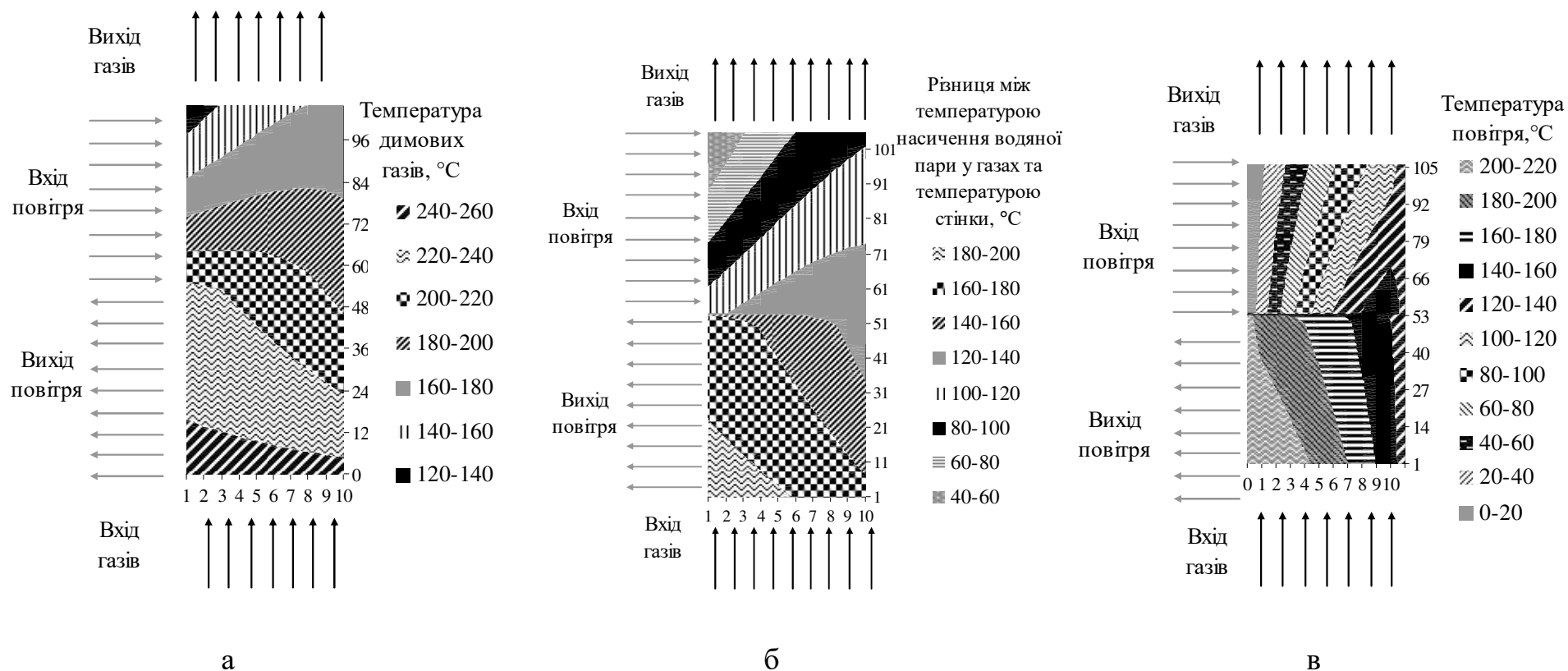
Оцінка ефективності системи утилізації з рис. 4.2

Період	Економія коксового газу в одному повітрянагрівачі, $\Delta V_{\text{КОКС}}$, м ³ /год	Річна економія коксового газу в системі нагріву дуття, $E_{\text{РІК}}$, м ³ /рік	Загальна рекуперована теплота, $Q_{\text{РЕК}}^{\text{ЗАГ}}$, МДж/год	Прихід теплоти, $Q_{\text{ПРИХ}}$, МДж/год	КВТ
Зима	3176,84	53986523	43442	110234	0,39
Літо	3008,58	51127149	38485	116157	0,33

Така система утилізації забезпечує економію коксового газу в обсязі 51127149-53986523 м³ щороку, її КВТ складає 0,33-0,39.

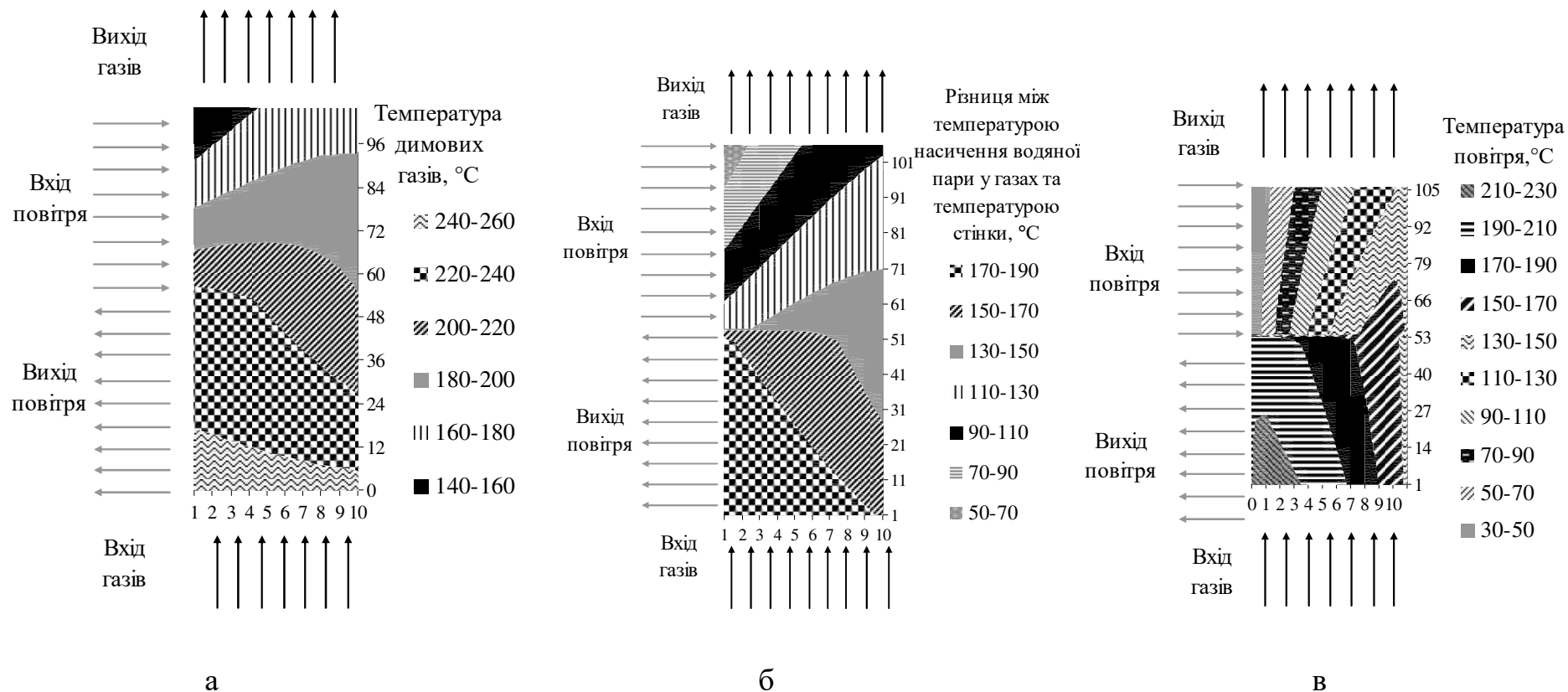
4.4 Підігрів повітря у двох паралельно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах

В цьому підрозділі наведено результати розрахунків (рис. 4.29-4.34) схеми, зображеної на рис. 4.3, для підігріву повітря у двох однакових рекуператорах, аналогічних до рекуператорів зі схеми 4.1 (підігрів повітря і палива) та включених паралельно за напрямком руху повітря. Розглядалися літній та зимовий періоди, частка коксового газу 10-12 %. Цей спосіб і схема аналогічна схемі з підігрівачами повітря і палива і може застосовуватися при збільшенні частки коксового газу для підігріву лише повітря.



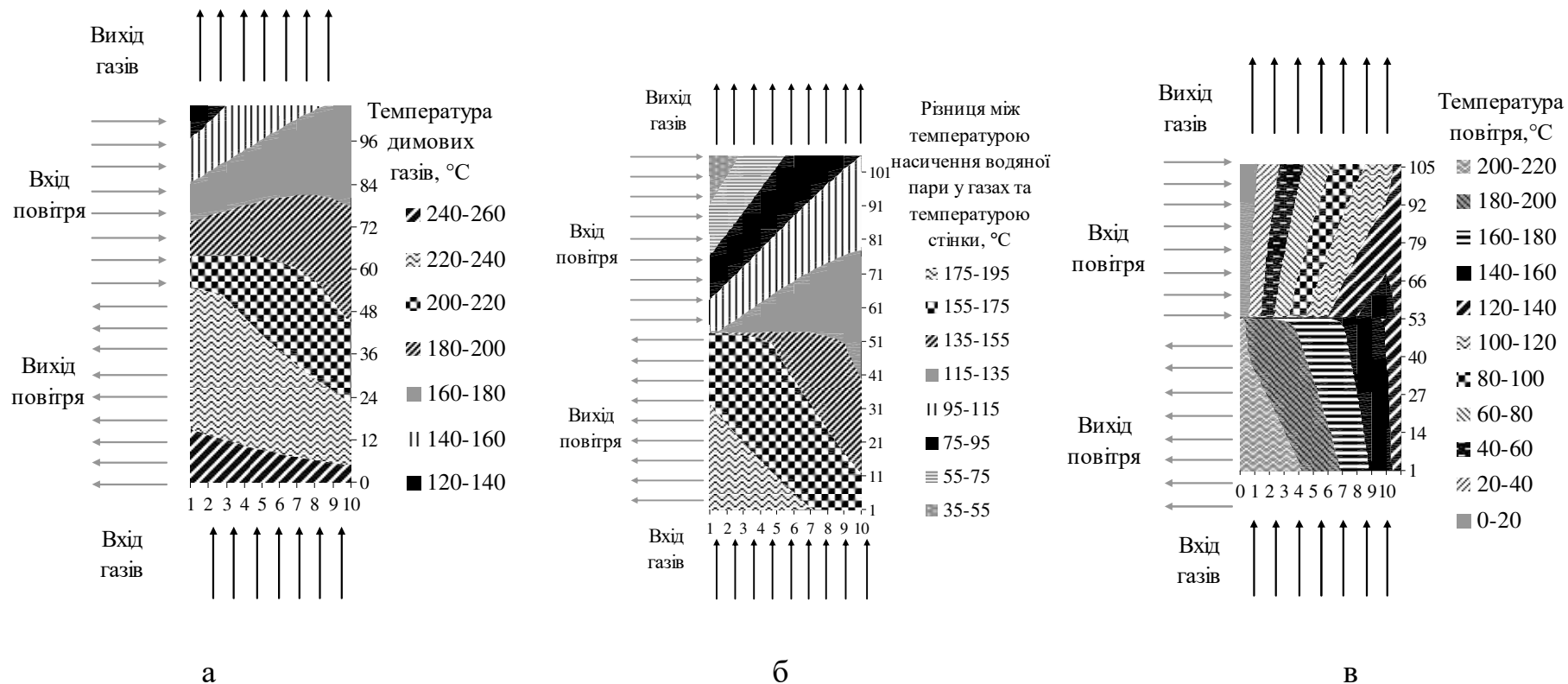
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.29 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 10 %, зимовий період)



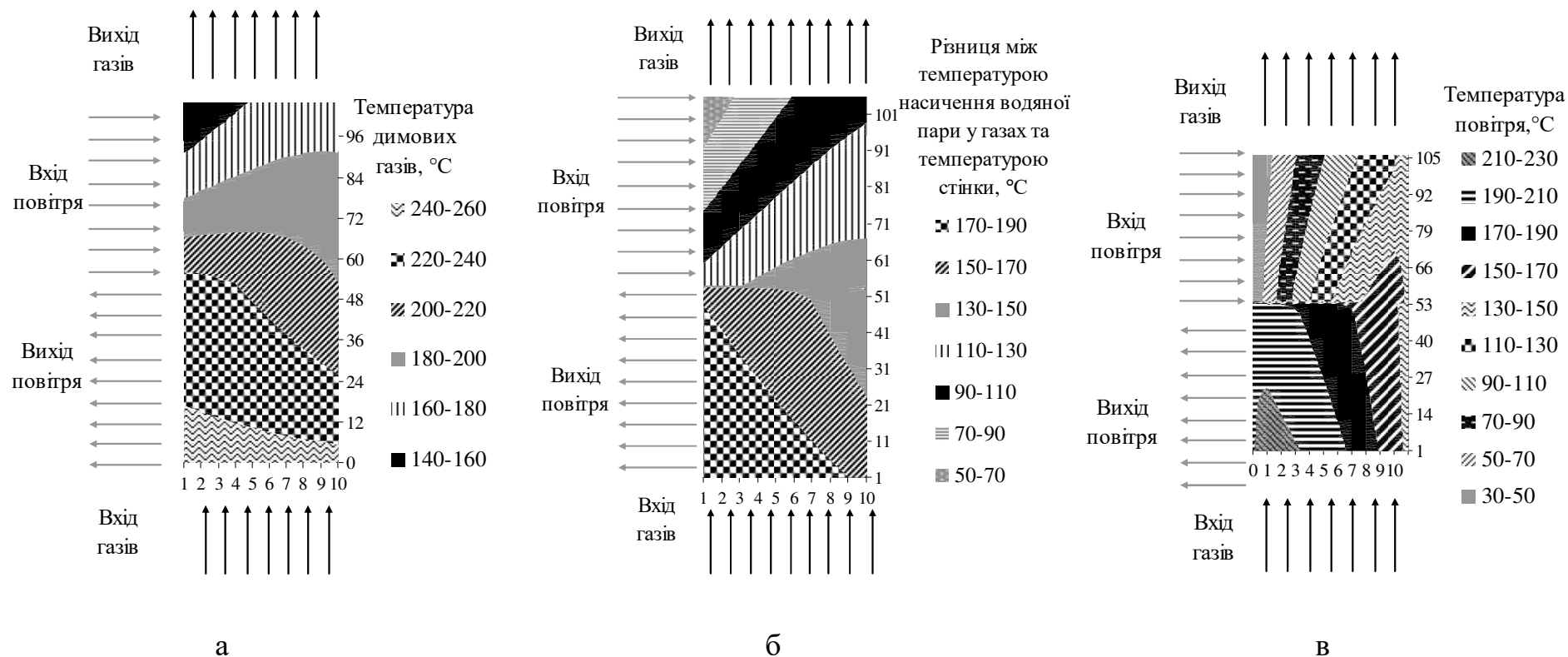
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.30 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 10 %, літній період)



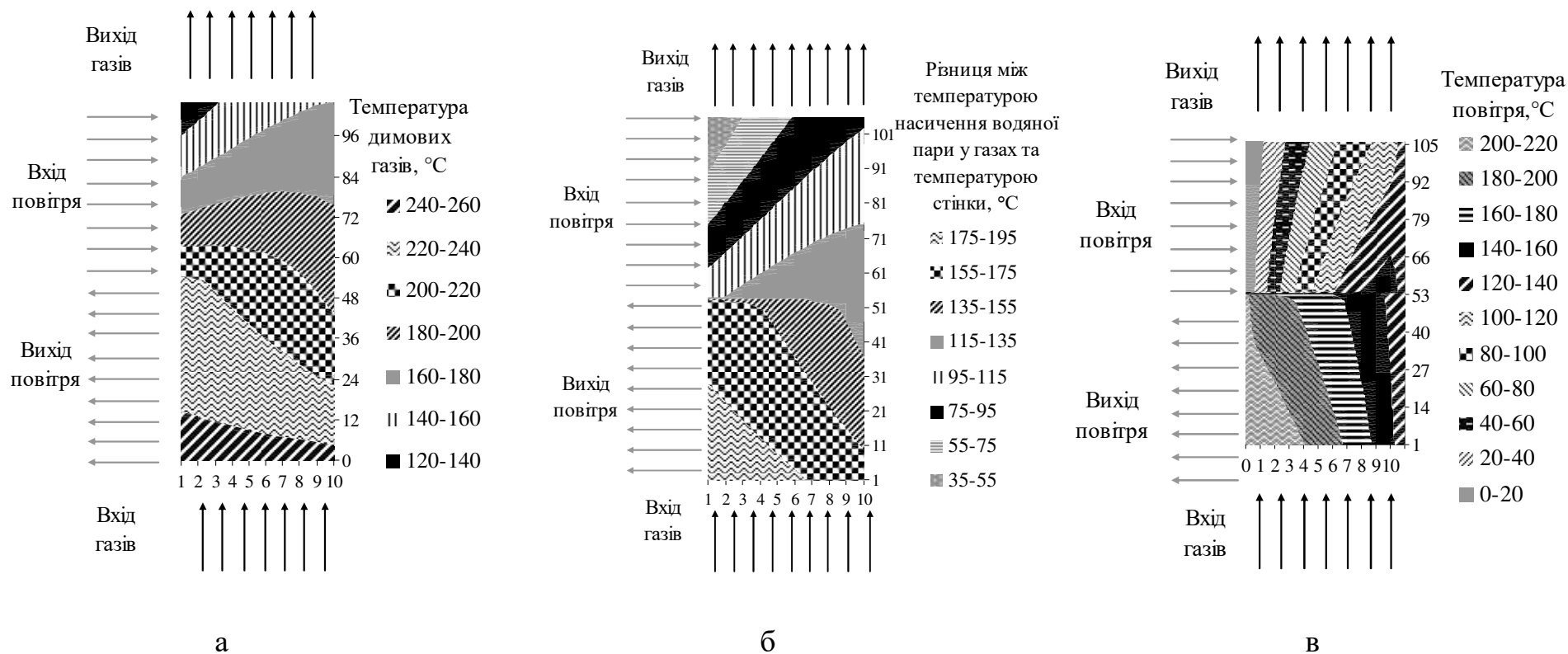
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.31 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 11 %, зимовий період)



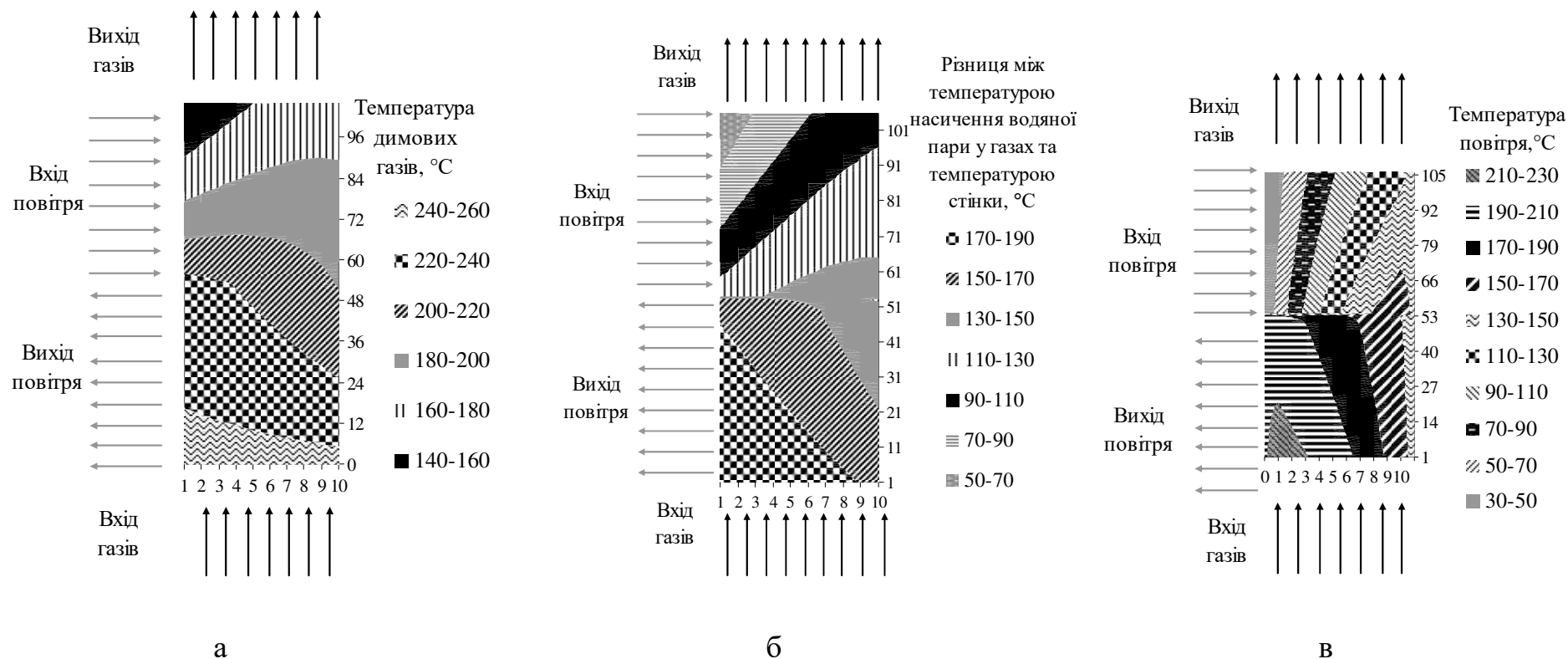
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.32 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 11 %, літній період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.33 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 12 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.34 – Діаграми розподілу температур для підігрівачів повітря (частка коксового газу 12 %, літній період)

Таблиця 4.18

Загальні результати розрахунків для підігрівачів повітря зі схеми з рис. 4.3

Частка коксового газу, %	Період	Площа поверхні теплообміну, м ²	Температура повітря на вході, °C	Температура газів на вході, °C	Витрата повітря, кг/с	Витрата газів, кг/с	P	R	NTU ₂	Температура повітря на виході, °C	Температура газів на виході, °C	Середня різниця температур теплоносіїв, °C	Утилізована теплота, МДж/год	Середня питома ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·K)	Середня питома ізобарна теплоємність газів, кДж/(кг·K)	Швидкість повітря, м/с	Швидкість газів, м/с	Перепад тиску повітря, Па	Перепад тиску газів, Па
10	Зима	6630	3	246	53,79	105,11	0,83	0,48	2,66	204,69	150,03	76,46	39575	1,01	1,09	8,15	20,94	373	8458
10	Літо		33		53,82	104,81	0,829	0,48	2,65	209,51	161,15	66,85	35054	1,03	1,10	8,51	21,17	389	8550
11	Зима		3		55,06	105,59	0,826	0,48	2,63	203,73	148,85	76,79	40305	1,01	1,09	8,32	21,07	389	8538
11	Літо		33		55,11	104,89	0,824	0,49	2,63	208,60	160,00	67,13	35702	1,03	1,10	8,69	21,30	406	8604
12	Зима		3		56,52	106,10	0,821	0,49	2,60	202,60	147,48	77,15	41139	1,01	1,09	8,52	21,21	408	8622
12	Літо		33		56,56	105,74	0,82	0,50	2,60	207,67	158,90	67,45	36444	1,03	1,10	8,90	21,46	426	8717

Система забезпечує підігрів повітря до 204-207 °С. Якщо зіставити ці значення з даними табл. 3.7, видно, що можливо скоротити частку коксового газу в паливі приблизно з 16 % до 11 %.

Економію коксового газу для одного повітрянагрівача, річну економію та КВТ системи визначаємо аналогічно до попередніх підрозділів, підставляючи параметри для палива з часткою коксового газу 11 %. Засвоєна теплота знаходилась як сума рекуперованої теплоти в двох повітряних утилізаторах (значення див. в табл. 4.18), а прихід теплоти згідно з (1.12). Результати розрахунку ефективності системи утилізації наведено в табл. 4.19.

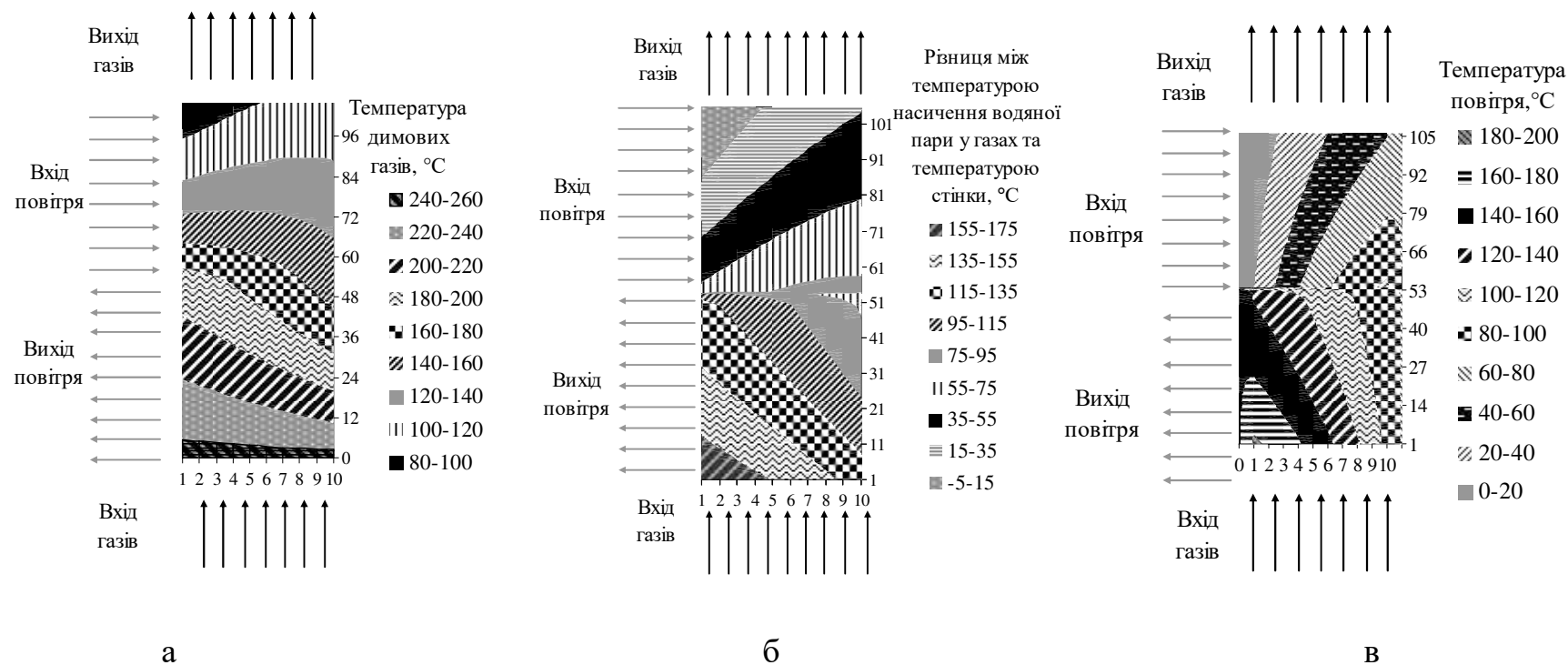
Таблиця 4.19 – Оцінка ефективності системи з рис. 4.3

Період	Економія коксового газу в одному повітрянагрівачі, $\Delta V_{\text{КОКС}}$, м ³ /год	Річна економія коксового газу в системі нагріву дуття, $E_{\text{РІК}}$, м ³ /рік	Загальна рекуперована теплота, $Q_{\text{РЕК}}^{\text{ЗАГ}}$, МДж/год	Прихід теплоти, $Q_{\text{ПРИХ}}$, МДж/год	КВТ
Зима	3176,84	53986523	40305	110234	0,37
Літо	3008,58	51127149	35702	116157	0,31

Річна економія коксового газу аналогічна до попереднього варіанту, але КВТ системи дещо нижчий – 0,31-0,37.

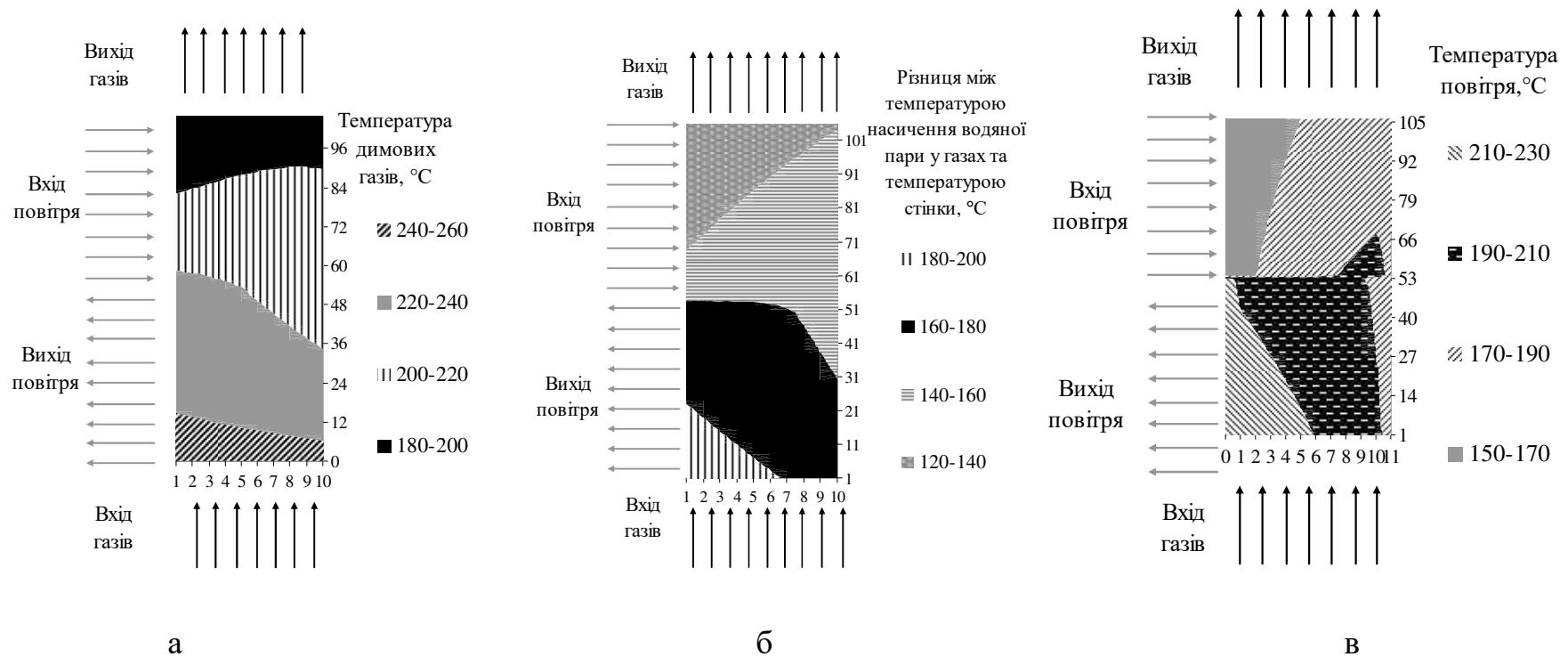
4.5 Підігрів повітря у двох послідовно увімкнених за напрямком руху повітря рекуператорах

В цьому підрозділі наведено результати розрахунків (рис. 4.35-4.46) схеми, зображеної на рис. 4.4, де здійснюється підігрів повітря у рекуператорах, аналогічних до рекуператорів зі схеми 4.1. Теплообмінники включені послідовно за напрямком руху повітря. Розглянуто зимовий та літні періоди, частка коксового газу варіювалась в межах 10-12 %. Ця схема уніфікована зі схемою з однаковими підігрівачами повітря та палива (п. 4.2) і забезпечується перекиданням ходу повітря у послідуєчий утилізатор.



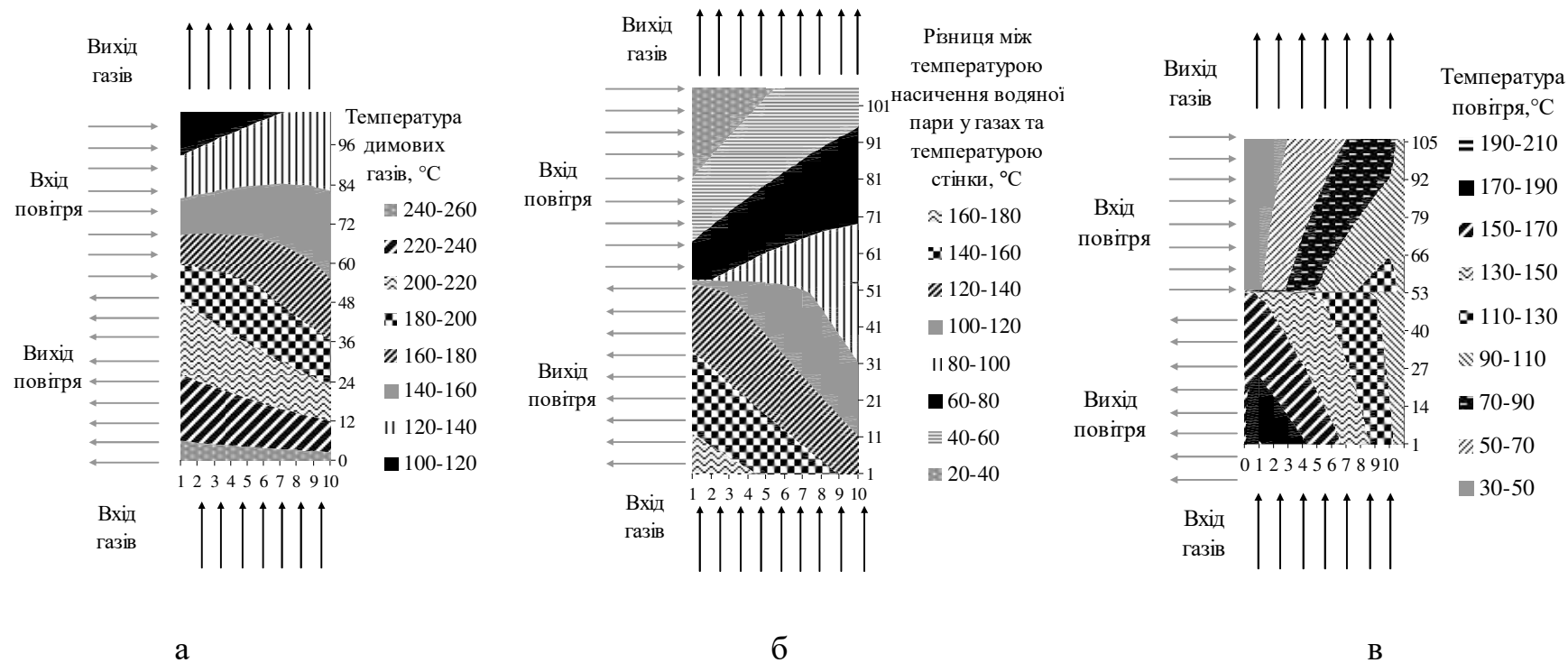
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.35 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 10 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари
 у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.36 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 10 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.37 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 10 %, літній період)

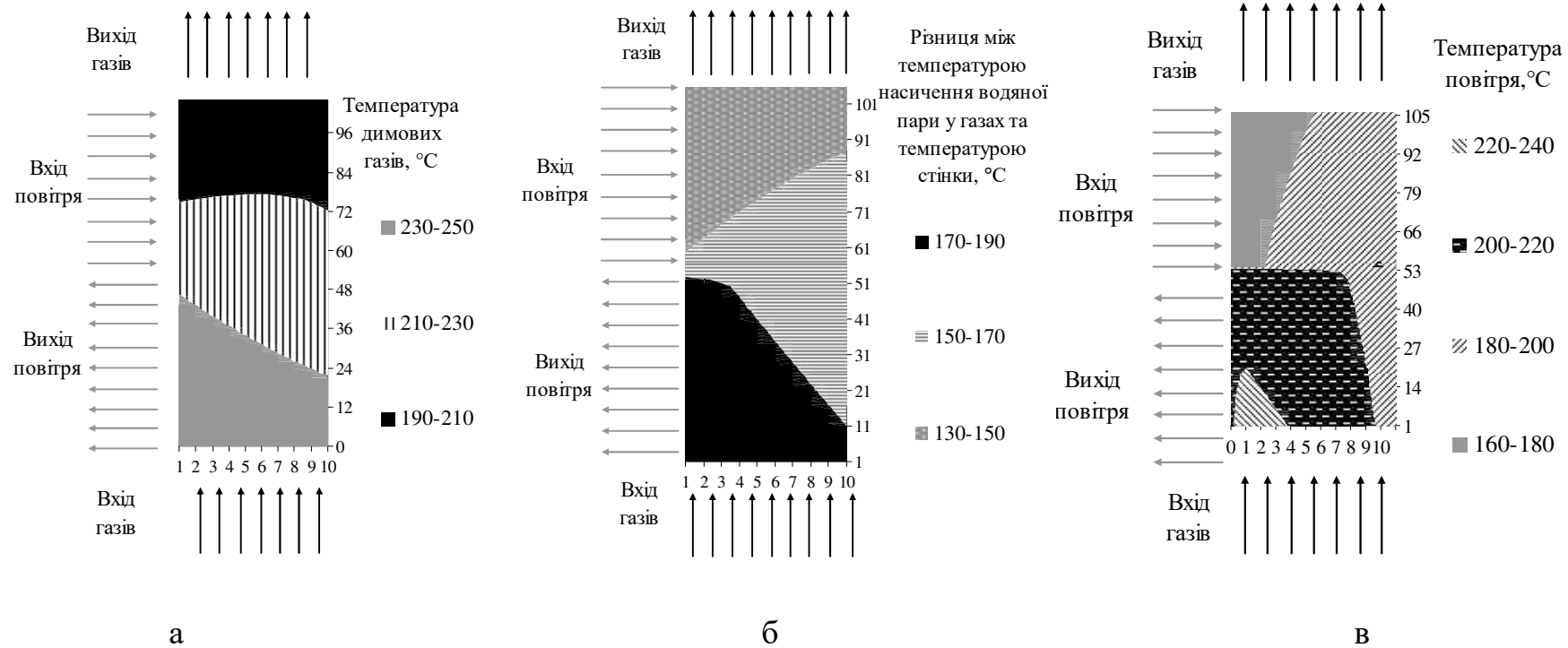
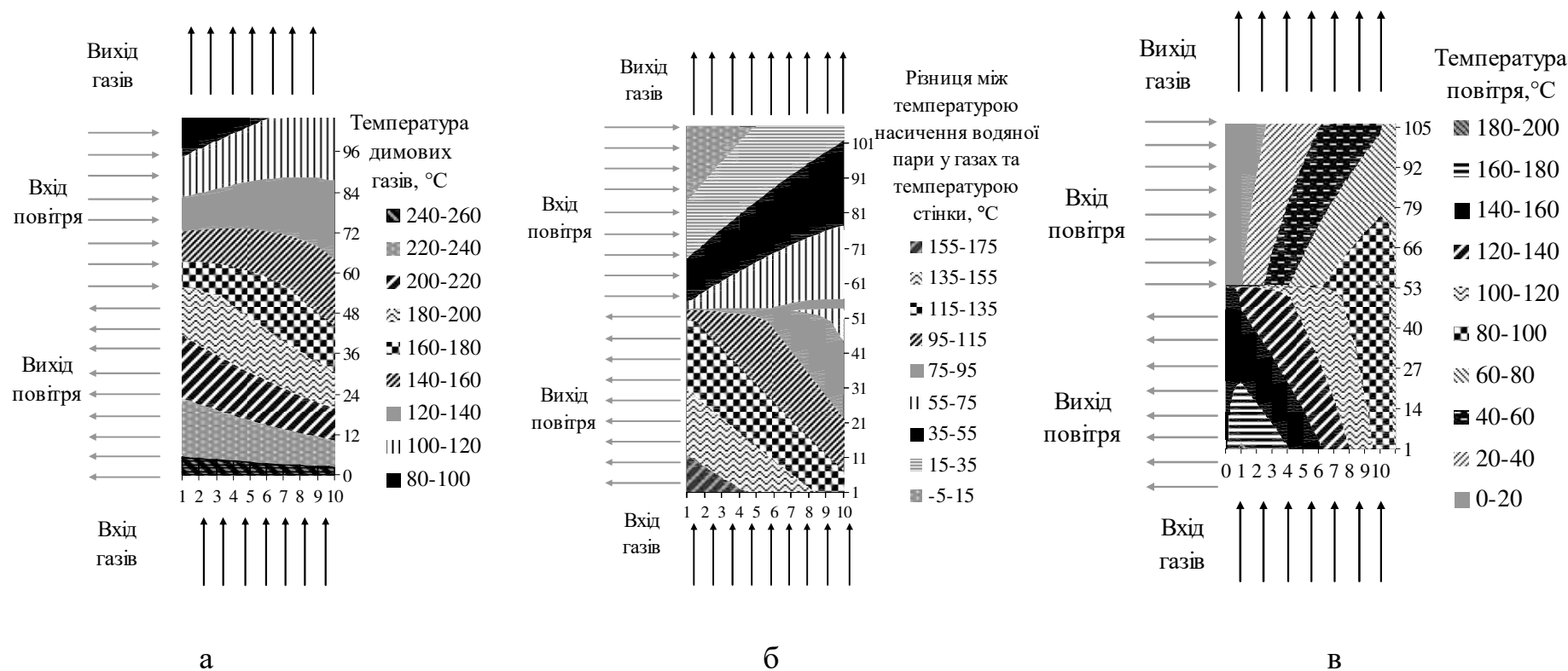
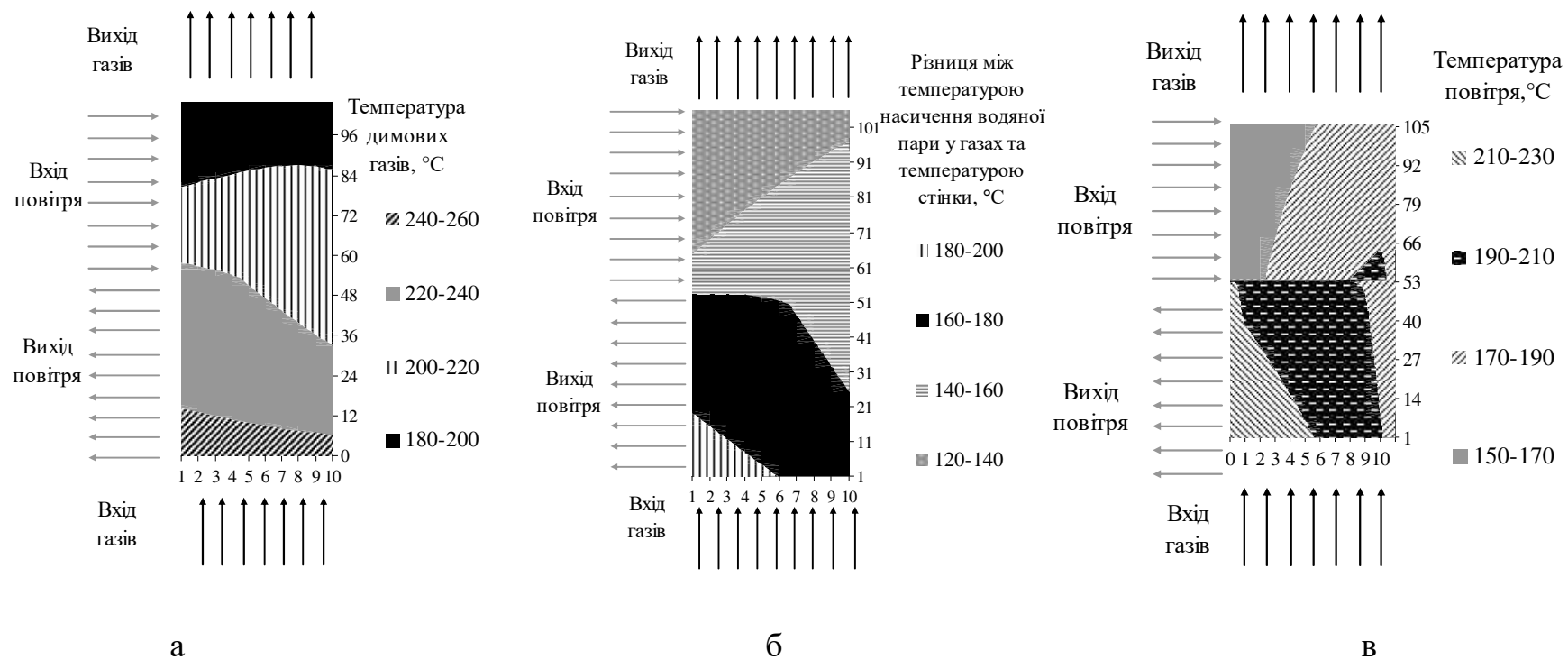


Рисунок 4.38 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 10 %, літній період)



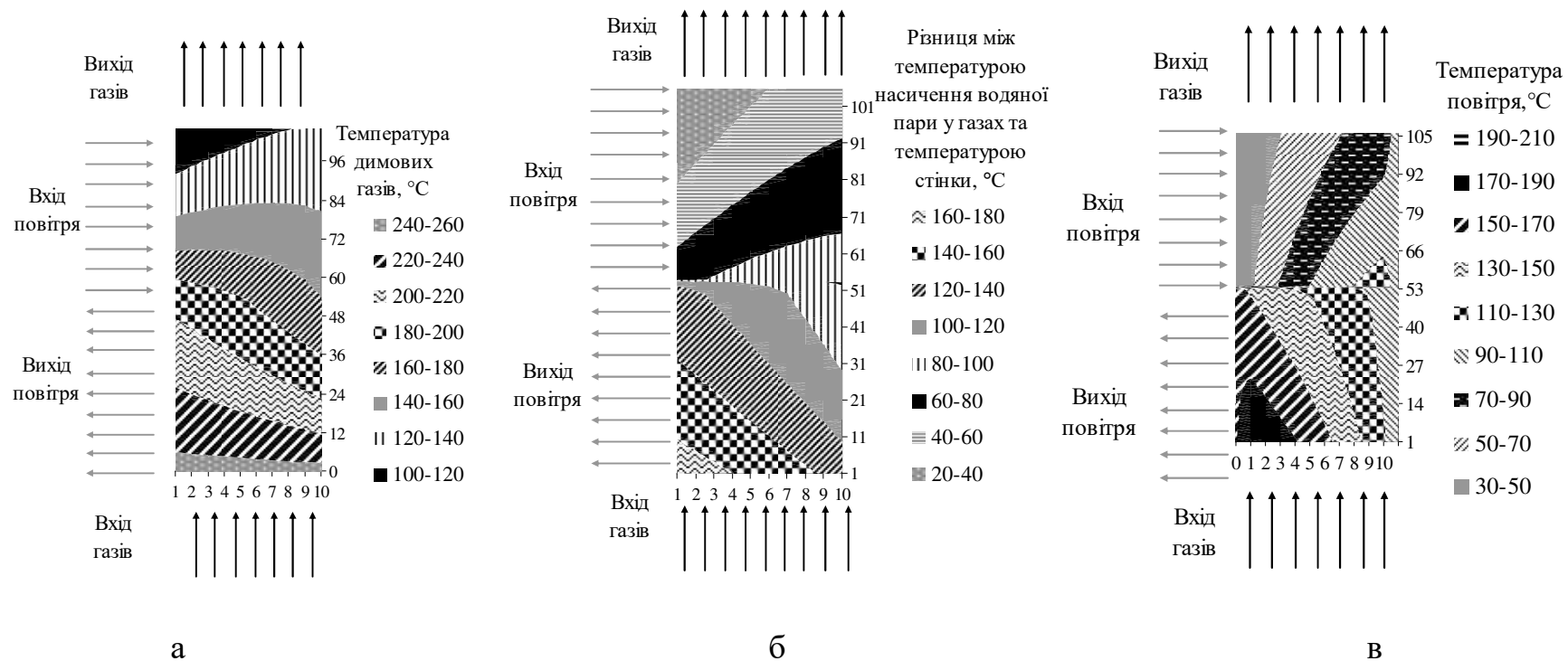
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.39 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 11 %, зимовий період)



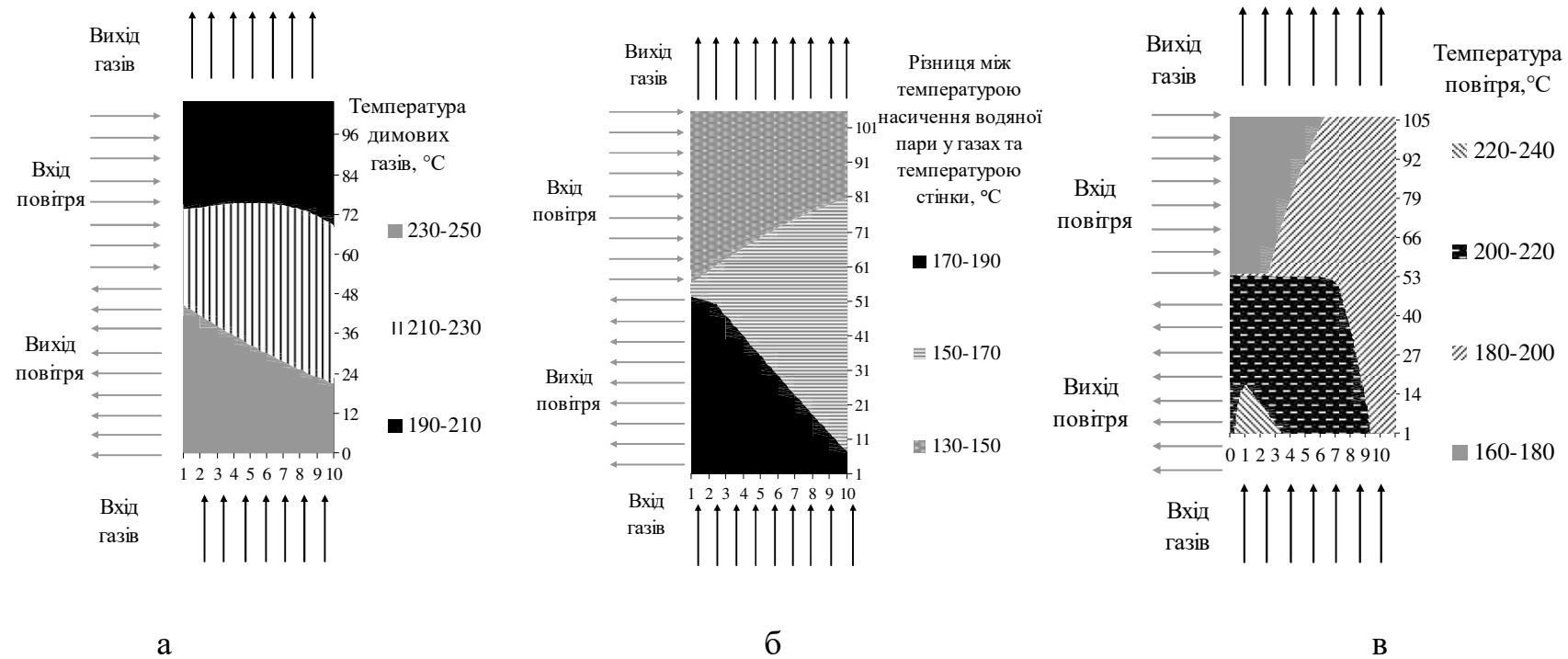
а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.40 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 11 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.41 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 11 %, літній період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.42 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 11 %, літній період)

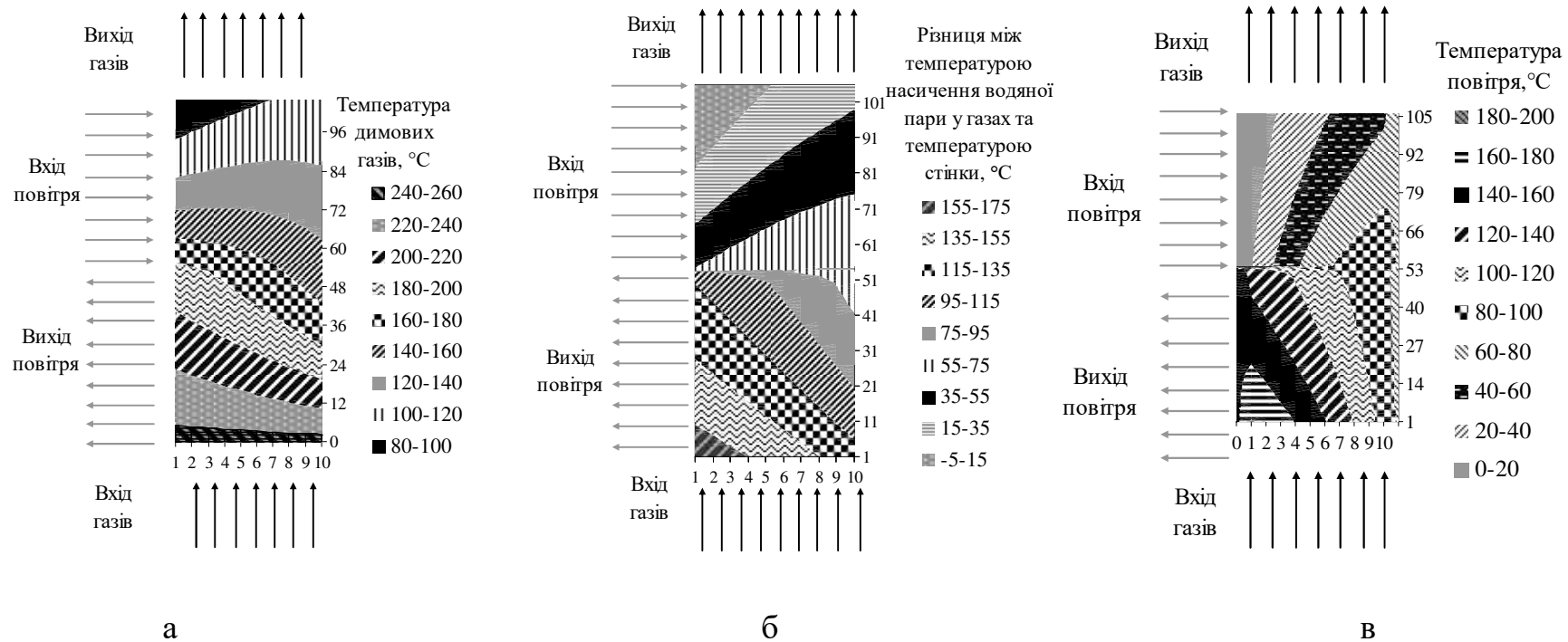
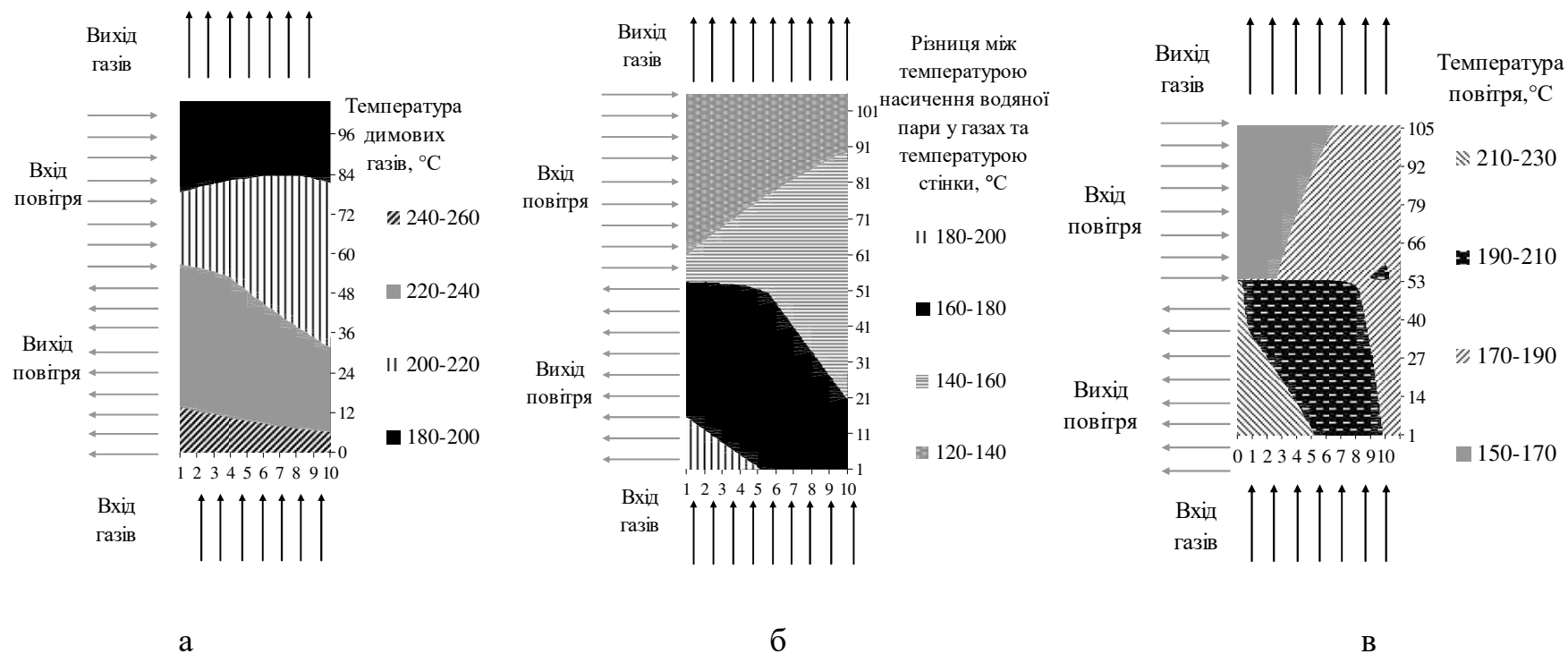


Рисунок 4.43 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 12 %, зимовий період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.44 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 12 %, зимовий період)

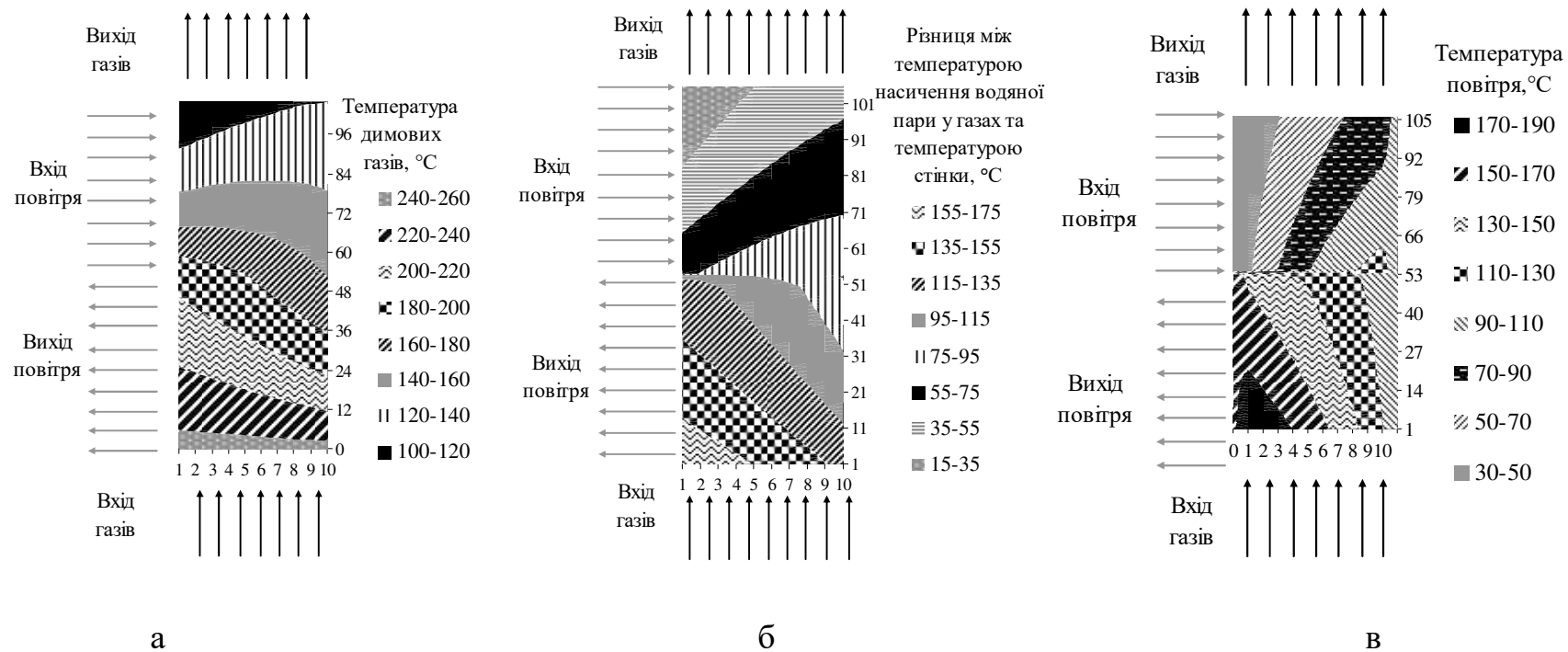
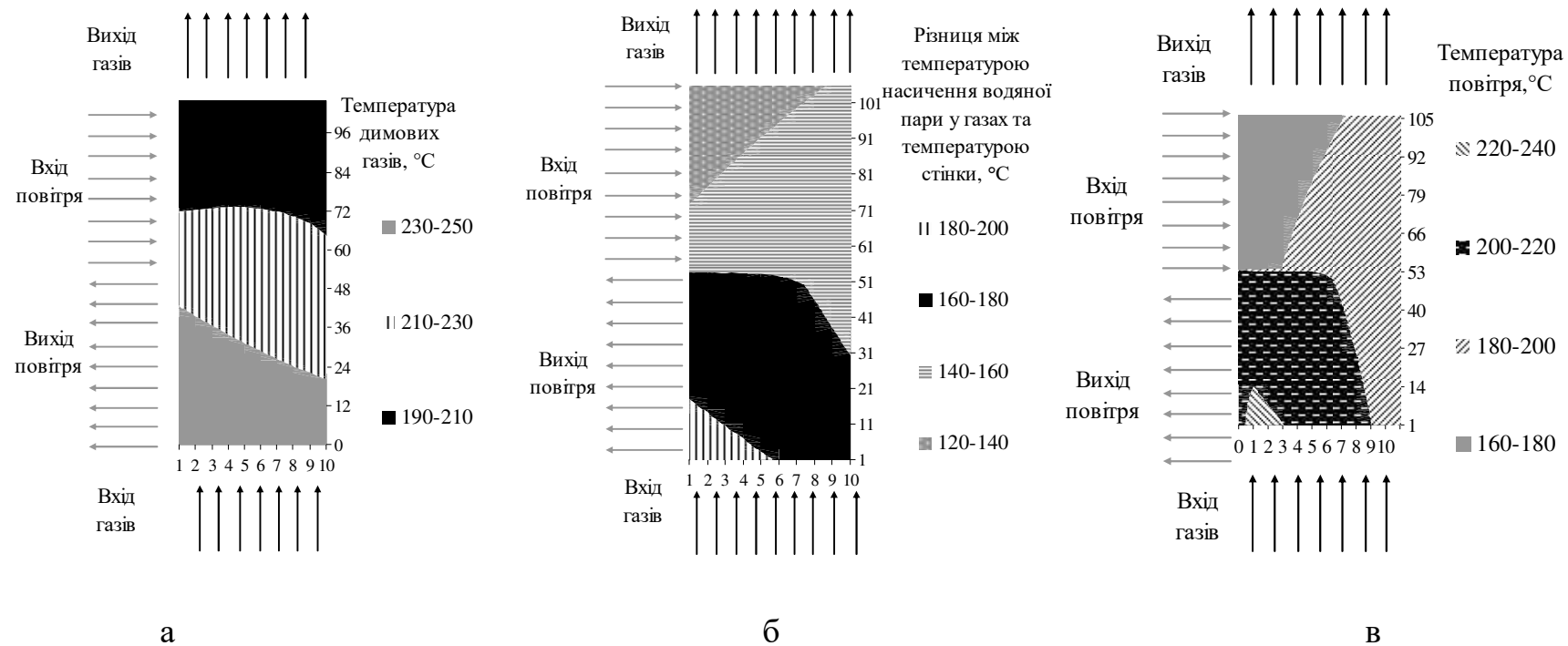


Рисунок 4.45 – Діаграми розподілу температур для першого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 12 %, літній період)



а – температура газів;
 б – різниця між температурою насичення водяної пари
 у газах та температурою стінки;
 в – температура повітря

Рисунок 4.46 – Діаграми розподілу температур для другого за напрямком руху повітря підігрівача (частка коксового газу 12 %, літній період)

Таблиця 4.20

Загальні результати розрахунків для підігрівачів повітря зі схеми, зображеної на рис. 4.4

Частка коксового газу, %	Період	Теплообмінник	Площа поверхні теплообміну одного теплообмінника, м ²	Температура повітря на вході, °C	Температура газів на вході, °C	Витрата повітря, кг/с	Витрата газів, кг/с	P	R	NTU ₂	Температура повітря на виході, °C	Температура газів на виході, °C	Середня різниця температур теплоносіїв, °C	Утилізована теплота, МДж/год	Середня питома ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·K)	Середня питома ізобарна теплоємність газів, кДж/(кг·K)	Швидкість повітря, м/с	Швидкість газів, м/с	Перепад тиску повітря, Па	Перепад тиску газів, Па
10	Зима	1	3315	3	246	53,79	52,56	0,638	0,955	1,85	157,97	97,99	83,66	30205	1,01	1,08	14,62	19,31	1290	7676
10	Зима	2		3		53,79	52,56	0,646	0,954	1,93	214,82	191,77	29,38	11230	1,02	1,09	19,15	21,59	1691	8773
10	Літо	1		33		53,82	52,40	0,636	0,965	1,85	168,48	115,31	72,95	26747	1,02	1,09	15,53	19,73	1371	7858
10	Літо	2		33		53,82	52,40	0,643	0,963	1,92	218,32	197,99	25,86	9956	1,03	1,10	19,56	21,75	1728	8828
11	Зима	1		3		55,06	52,79	0,632	0,971	1,82	156,53	96,88	83,86	30620	1,01	1,08	14,92	19,42	1346	7744
11	Зима	2		3		55,06	52,79	0,640	0,970	1,91	213,78	190,46	29,94	11571	1,02	1,10	19,54	21,72	1765	8855
11	Літо	1		33		55,11	52,65	0,630	0,981	1,83	167,23	114,36	73,13	27131	1,02	1,09	15,87	19,85	1433	7926
11	Літо	2		33		55,11	52,65	0,637	0,979	1,90	217,41	196,85	26,34	10262	1,03	1,10	19,99	21,88	1807	8908
12	Зима	1		3		56,56	53,08	0,625	0,991	1,80	154,84	95,60	84,09	31106	1,01	1,08	15,28	19,55	1415	7821
12	Зима	2		3		56,56	53,08	0,633	0,990	1,88	212,54	188,90	30,59	11977	1,02	1,10	20,02	21,88	1856	8950
12	Літо	1		33		56,56	52,87	0,623	1,000	1,804	165,74	113,20	73,31	27533	1,02	1,09	16,24	19,98	1504	8001
12	Літо	2		33		56,56	52,87	0,630	0,999	1,88	216,32	195,47	26,90	10610	1,03	1,10	20,48	22,03	1898	8997

Система забезпечує підігрів повітря до 212-218 °С. Якщо порівняти ці значення з даними табл. 3.7, видно, що можливо скоротити частку коксового газу в паливі приблизно з 16 % до 11 %.

Економію коксового газу для одного повітрянагрівача, щорічну економію та КВТ визначаємо аналогічно до попередніх підрозділів, підставляючи параметри для палива з часткою коксового газу 11 %.

Засвоєна теплота знаходилась як сума рекуперованої теплоти в двох повітряних утилізаторах (значення див. в табл. 4.20), а прихід теплоти згідно з (1.12). Результати розрахунку ефективності системи утилізації наведено в табл. 4.21

Таблиця 4.21

Оцінка ефективності системи з рис. 4.4

Період	Економія коксового газу в одному повітрянагрівачі, $\Delta V_{\text{КОКС}}$, м ³ /год	Річна економія коксового газу в системі нагріву дуття, $E_{\text{РІК}}$, м ³ /рік	Загальна рекуперована теплота, $Q_{\text{РЕК}}^{\text{ЗАГ}}$, МДж/год	Прихід теплоти, $Q_{\text{ПРИХ}}$, МДж/год	КВТ
Зима	3176,84	53986523	42191	110234	0,38
Літо	3008,58	51127149	37393	116157	0,32

КВТ системи склав 0,32-0,38, що є проміжними значеннями порівняно зі схемами з рис. 4.2 з одним великим теплоутилізатором (не уніфікована з іншими схема) та рис. 4.3 з паралельно включеними за напрямком руху повітря двома однаковими теплоутилізаторами (аналогічними підігрівачам повітря та палива зі схеми, зображеної на рис. 4.1).

4.6 Порівняльний аналіз ефективності схем утилізації

Для наочності отриманих результатів побудовано декілька діаграм, що ілюструють основні параметри ефективності схем утилізації.

На рис. 4.47 наведено діаграму, що відображає значення загальної площі теплообміну для кожної зі схем утилізації.

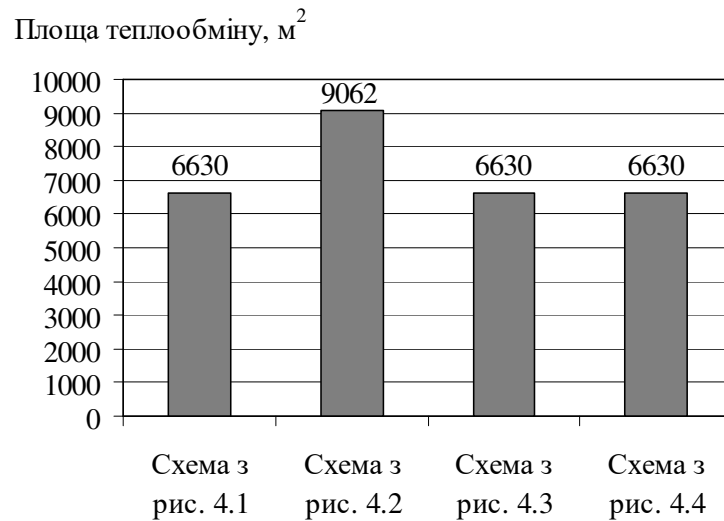


Рисунок 4.47 – Загальна площа теплообміну схем утилізації

Оскільки схеми з рис. 4.1, 4.3, 4.4 є уніфікованими їх загальні площі теплообміну рівні. Рекуператор зі схеми з рис. 4.2 має найбільшу площу теплообміну і відповідно є найбільш матеріалоемним.

На рис. 4.48-4.49 наведено діаграми загальної утилізованої теплоти для кожної схеми утилізації у зимовий та літній періоди відповідно.

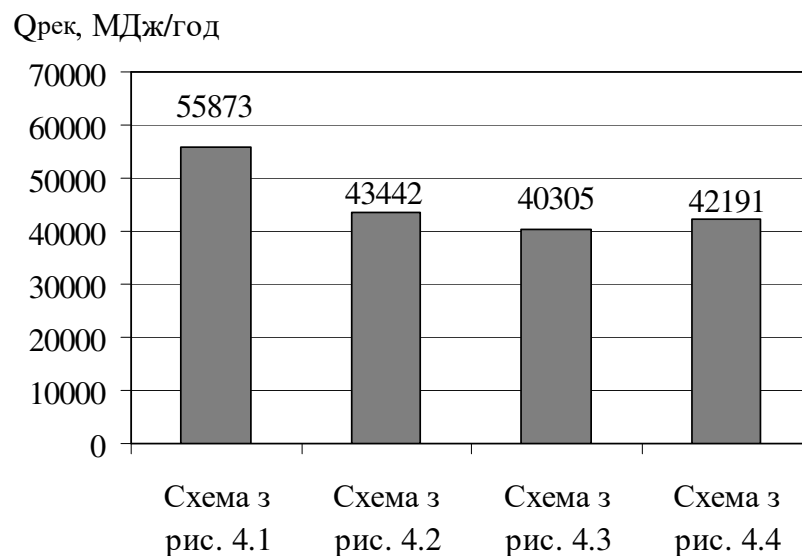


Рисунок 4.48 – Загальна утилізована теплота в схемах утилізації
в зимовий період

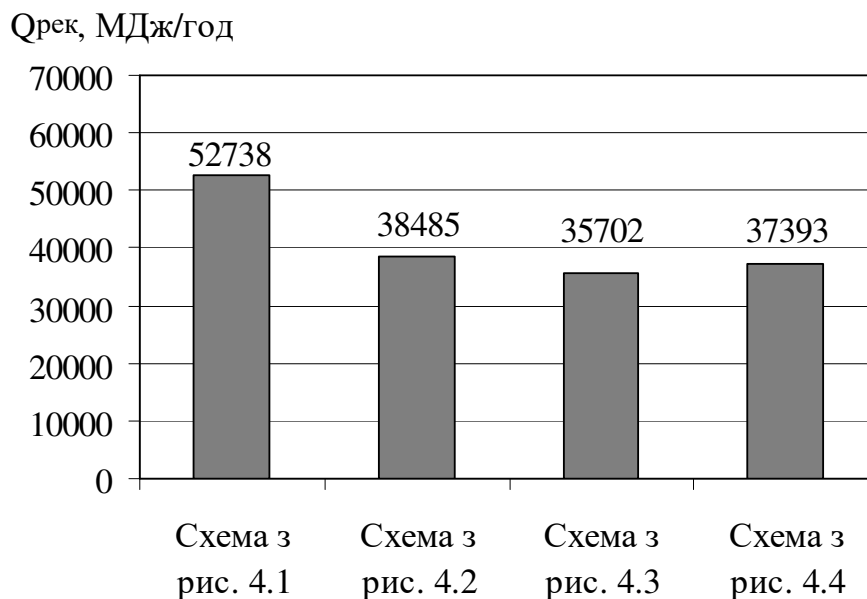


Рисунок 4.49 – Загальна утилізована теплота в схемах утилізації
в літній період

З рис. 4.48-49 видно, що найбільший обсяг рекуперованої теплоти характерний для схеми з одночасним підігрівом компонентів горіння (рис. 4.1). Серед схем для підігріву лише повітря найбільше значення рекуперовані теплоти має схема з великим окремим рекуператором.

На рис. 4.50-4.51 наведено діаграми щорічної економії коксового газу для кожної схеми утилізації у зимовий та літній періоди відповідно.

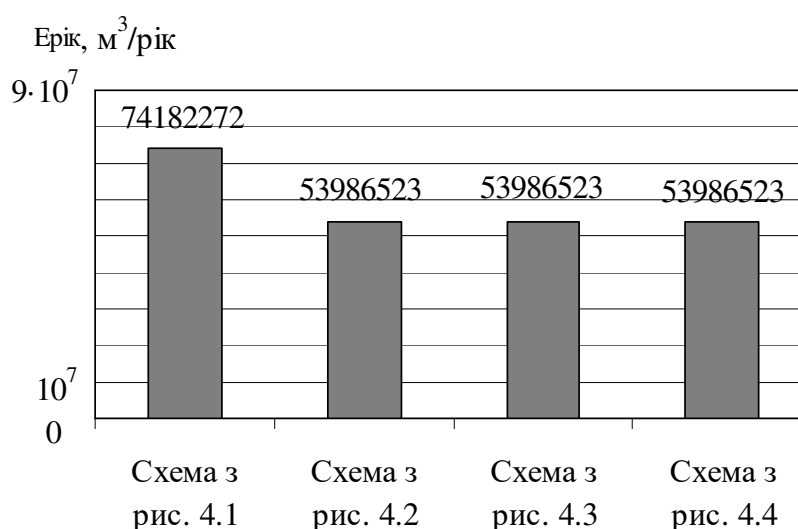


Рисунок 4.50 – Загальна щорічна економія коксового газу в схемах
утилізації в зимовий період

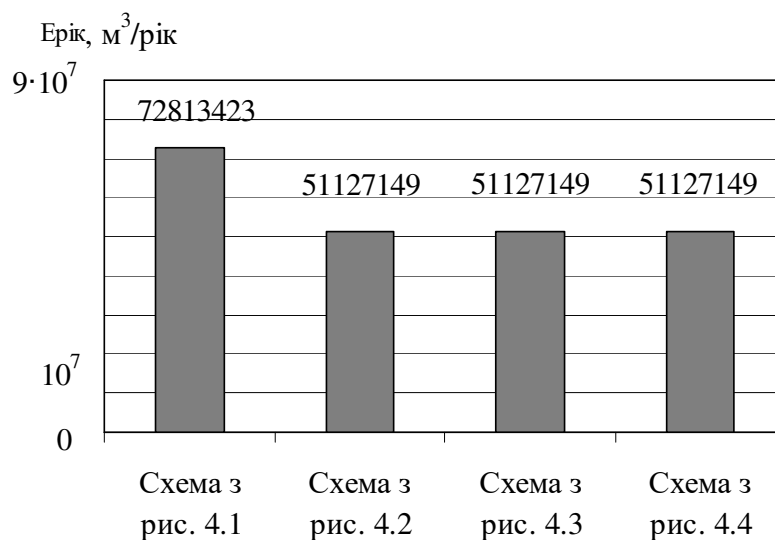


Рисунок 4.51 – Загальна щорічна економія коксового газу в схемах утилізації в літній період

З рис. 4.50-4.51 видно, що найбільша економія коксового газу характерна для схеми з одночасним підігрівом повітря та палива (рис. 4.1), для схем підігріву лише повітря – економія однакова.

На рис. 4.52-4.53 наведено діаграми КВТ для кожної схеми утилізації у зимовий та літній періоди відповідно.

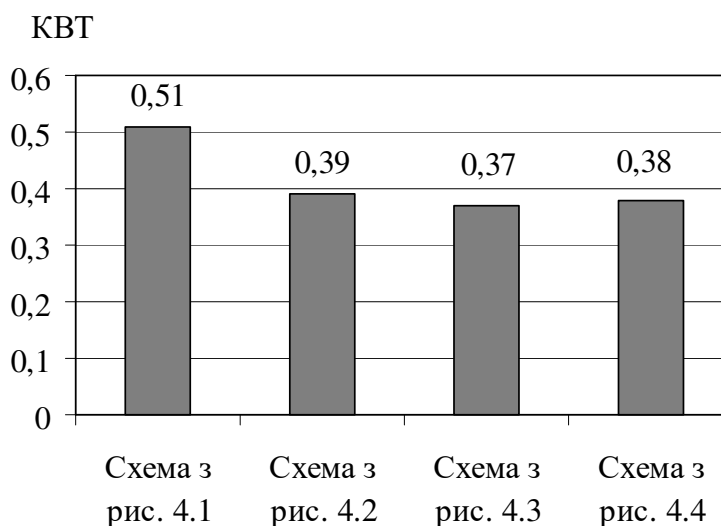


Рисунок 4.52 – КВТ схем утилізації в зимовий період

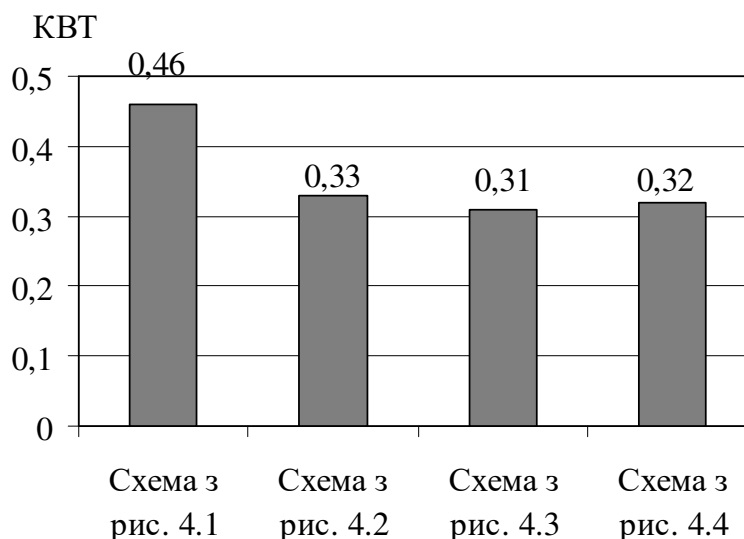


Рисунок 4.53 – КВТ схем утилізації в літній період

З рис. 4.52-4.53 видно, що найбільший КВТ характерний для схеми з одночасним підігрівом повітря та палива (рис. 4.1), а серед схем, призначених лише для підігріву повітря, найвищий КВТ має схема з великим окремим рекуператором (рис. 4.2).

4.7 Перевірка адекватності математичної моделі рекуператора

Для перевірки адекватності математичної моделі проведено перевіряльний розрахунок повітрянагрівача зі схеми з рис. 4.2 методом поправкового коефіцієнту за алгоритмом наведеним в [118 с.41-42]:

1. Задали температуру димових газів на виході з теплообмінника.
2. З рівняння теплового балансу отримали температуру повітря на виході з теплообмінника.
3. Побудували графіки зміни температур теплоносіїв за поверхнею теплообміну $T = f(F)$ і розраховували $\Delta \bar{t}$ за (2.18).
4. Визначили коефіцієнти тепловіддачі і коефіцієнт теплопередачі.
5. Знайшли площу теплообміну з рівняння теплопередачі (2.74).
6. Порівняли отримане значенні площі $F_{розр}$ теплообміну з дійсним.

Якщо $\Delta = \frac{|F_{розр} - F|}{F_{розр}} < 5\%$, то розрахунок завершували, інакше розрахунки

повторювались з пункту 1, приймаючи нове значення заданої в пункті 1 температури газів на виході з теплообмінника.

Отримані результати розрахунків зведено в таблицю 4.22

Таблиця 4.22

Результати перевіряльного теплового розрахунку підігрівача повітря
зі схем з рис. 4.2

Частка коксового газу, %	Період	Температура повітря на вхід, °C	Температура газів на вхід, °C	Температура повітря на вихід, °C	Температура газів на вихід, °C	R	P	Утилізована теплота, МДж/год	Площа теплообміну, м ²	Відхилення розрахункового значення площі від дійсного, %
10	Зима	3	246	216	126	0,563	0,877	28530,59	8684,1	4,2
10	Літо	33	246	224	142	0,531	0,901	23584,56	8835,0	2,5
11	Зима	3	246	216	124	0,573	0,877	29277,67	8855,4	2,2
11	Літо	33	246	225	141	0,547	0,901	24536,3	8937,2	1,4
12	Зима	3	246	215	122	0,585	0,872	30056,27	8793,3	2,9
12	Літо	33	246	225	139	0,557	0,901	25249,51	9377,2	3,5

Порівнюючи результати з табл. 4.16 та 4.22. видно, що результати розрахунків є узгодженими, тому можна заключити, що запропонована модель є працездатною. Розбіжність в результатах пояснюється тим, що в методі поправкового коефіцієнту не враховується зміна теплофізичних параметрів за площею теплообміну.

4.8 Висновки по Розділу 4

Розроблені та проаналізовані з точки зору ефективності схеми утилізації теплоти доменних повітрянагрівачів, що базуються на використанні гладкотрубних рекуператорів. Запропоновано чотири варіанти схеми утилізації [150-152].

Серед наведених схем найефективнішою виявилась схема з одночасним підігрівом повітря та палива. Вона дозволяє досягти найбільшої економії палива ($16\% - 9\% = 7\%$) та має найвищий КВТ.

Серед систем, що призначені лише для підігріву повітря, найефективнішою є схема з рис. 4.2 з використанням одного великого рекуператора, вона забезпечує найкращу утилізацію теплоти та має КВТ вищий (0,33-0,39) за КВТ інших систем (0,31-0,37, 0,32-0,38). Однак ця схема не уніфікована зі схемою з одночасним підігрівом повітря та палива, що є її недоліком. Схема з послідовним включенням рекуператорів за напрямком руху повітря є уніфікованою зі схемою з одночасним підігрівом повітря та палива та має практично таку ж ефективність.

Однак, за результатами проведених розрахунків і побудованих діаграм розподілу температур виявлено, що в схемі з послідовним включенням рекуператорів за напрямком руху повітря (рис. 4.4), різниця між температурою насичення водяної пари (при парціальному тиску газів, що відходять) та температурою зовнішньої стінки в зимовий період для першого повітрянагрівача набуває від'ємного значення (рис. 4.35,б; 4.39,б; 4.43,б), що свідчить про можливе випадіння (конденсацію) вологи і відповідно утворення зон корозії. Випадіння вологи та корозії поверхні спостерігається у першому ході за напрямом руху повітря біля виходу газів. Ці зони є незначними, проте при зменшенні температури навколишнього середовища будуть збільшуватися. Також для підігрівачів повітря в схемі з одночасним підігрівом компонентів горіння (рис. 4.1) у першому ході за напрямом руху

повітря біля виходу газів значення різниці температур наближається близько до нуля (рис. 4.10,б; 4.12,б; 4.14,б), що також є негативною тенденцією.

Для вирішення цієї проблеми рекомендується розглянути такі варіанти:

- 1) попередньо догрівати повітря у окремому теплообміннику чи апараті;
- 2) перекомпонувати поверхню і схему течії 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.

Після прийнятого рішення щодо реконструкції теплообмінника зі застосуванням розроблених програмних комплексів можна знову перевірити ефективність його роботи.

Отже, проведений аналіз в цілому показав ефективність застосування систем утилізації, проте були виявлені «вузькі» місця в схемах з рис. 4.1 та рис. 4.4, що повинні бути усунені для досягнення більшої надійності систем.

Варіантні розрахунки компоновання схем утилізації, що були виконані, показали універсальність розроблених методів і засобів, які дозволили визначити і прогнозувати їх ефективність і надійність в експлуатації. Розроблені методики, алгоритми, програмні комплекси можна застосувати і для інших систем утилізації з рекуперативними теплообмінниками, врахувавши специфіку їх компоновання, конструкції і експлуатації. Результати такого аналізу є вихідними даними для розроблення варіантів модернізації або реконструкції систем утилізації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційному дослідженні поставлено та вирішено актуальну задачу підвищення ефективності систем високотемпературного нагріву доменного дуття шляхом утилізації теплоти димових газів з метою підігріву компонентів горіння доменних повітрянагрівачів. У ході дослідження:

1. Було визначено режимні параметри димових газів блоку доменних повітрянагрівачів, що складається з трьох апаратів, які працюють в послідовному режимі. При цьому було опрацьовано вихідні дані (параметри системи високотемпературного нагріву дуття, склад палива): розраховано процес горіння палива для зимового та літнього періодів при різній частці коксового газу; визначено калориметричну температуру під куполами повітрянагрівачів, розраховано частку коксового газу, при додаванні якої забезпечується температура під куполом; отримано значення витрати і температури димових газів спочатку для одного повітрянагрівача, а потім у загальному газоході для блоку повітрянагрівачів для різного складу палива в літній та зимовий період. Встановлено, що температура димових газів для всіх випадків однакова, витрата димових газів змінна. Таким шляхом було отримано вихідні дані для розрахунку систем утилізації з боку димових газів.

2. Була встановлена взаємозалежність необхідних температур підігріву повітря горіння та частки коксового газу в паливі. З рівняння теплового балансу горіння палива розраховано необхідні температури підігріву компонентів горіння, при яких проектна температура під куполом повітрянагрівачів дотримується, а частка коксового газу може бути зменшена. Обрано перспективні варіанти співвідношення частки коксового газу в паливі та температур підігріву компонентів горіння, що були розглянуті при розрахунку схем систем утилізації.

3. Одержано функціональні залежності теплофізичних параметрів компонентів палива, димових газів та повітря, а також параметри палива і

димових газів як сумішей для зручності при розрахунку зі застосуванням засобів ЕОМ. Для цього табличні дані було апроксимовано у вигляді рівнянь. Таким чином, розроблені методи та засоби розрахунку рекуператорів-утилізаторів є універсальними при використанні будь-якої суміші газів та повітря.

4. Покращено розрахунок систем утилізації шляхом застосування удосконаленої математичної моделі рекуператорів, методу їх розрахунку, за яких поверхня теплообміну поділялася на елементи, кожен з яких розраховувався *P-NTU*-методом, де враховувались особливості процесів гідродинаміки та теплообміну у кожному елементі. Реалізація моделі і розрахунку виконані у вигляді програмного продукту.

5. Розроблено та проаналізовано чотири схеми систем утилізації, що базуються на використанні рекуператорів: з одночасним підігрівом палива і повітря, з підігрівом повітря у одному окремому великому рекуператорі, з підігрівом повітря у двох рекуператорах, включених послідовно за напрямком руху повітря. Дві останні схеми є уніфікованими зі схемою одночасного підігріву повітря і палива.

6. Побудовано діаграми розподілу температур за поверхнею теплообміну для теплоносіїв та різниці температур між насиченням водяної пари у газах та стінки для рекуператорів, що задіяні в системах утилізації, що дозволило виявити місця можливого випадіння вологи та утворення корозії поверхні.

7. Проведено оцінку ефективності роботи систем утилізації. Встановлено, що можна скоротити споживання коксового газу з 16 % до 9 % (щорічна економія складе 72,8-74,2 млн. м³/рік), КВТ найбільш ефективної системи утилізації (з одночасним підігрівом повітря та палива) складає 0,49-0,51. Виявлено «вузькі» місця – тенденцію до виникнення зон корозії у цій схемі та в схемі з послідовним увімкненням рекуператорів за напрямком руху повітря.

Отже, розроблено і застосовано уточнену математичну модель, методи та засоби для розрахунку і аналізу складних теплообмінних апаратів систем утилізації теплоти димових газів системи доменного дуття, які дають можливість визначити працездатність апаратів для різних схем систем утилізації на різних режимах з урахуванням факторів експлуатації. Уточнені методи і засоби розрахунку та аналізу теплообмінників-утилізаторів дозволяють підвищити їх ресурс та надійність, скоротити витрати паливно-енергетичних ресурсів, собівартість енергоносіїв, зменшити негативний вплив високотемпературних енерготехнологічних процесів на навколишнє середовище.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Товаровский, И. Г. (2003). *Доменная плавка. Эволюция, ход процессов, проблемы и перспективы*. Днепропетровск: Пороги.
2. Расщупкин, В. П., Корытов, М. С. (2007). *Сущность и особенности производства чугуна: Учебное пособие по дисциплине «Материаловедение и ТКМ» для студентов механических специальностей*. Омск: Изд-во СиБАДИ.
3. Ефименко, Г. Г., Гиммельфарб, А. А., Левченко, В. Е. (1988). *Металлургия чугуна*. Киев: Выща школа. Головное издательство.
4. Ricketts, John A. (2009). How A Blast Furnace Works.
<http://foundrygate.com/upload/artigos/How%20a%20Blast%20Furnace%20Works.pdf>
5. Линчевский, Б. В., Соболевский, А. Л., Кальменев, А. А. (1986). *Металлургия черных металлов: учебник для техникумов. Издание 2-е, переработанное и дополненное*. Москва: Metallurgy.
6. Woodcroft, B. (1857). *Subject-matter Index (Made from Titles Only) of Patents of Invention, from March 2, 1617 (14 James I.), to October 1, 1852 (16 Victoriae)*. London.
7. Бардин, И. П. (1963). *Доменное производство: справочник в 2-х томах (Т. I)*. Москва: Metallurgizdat.
8. Woodcroft, B. (1858). *Chronological Index of Patents Applied for and Patents Granted, For the Year 1857*. London: Great Seal Patent Office.
9. Romanenko, A. G. (1978). Hot-blast stoves – 120 years. *Metallurgist*, 22 (2), 134-136.
10. Улахович, В. А. (1991). *Выплавка чугуна в мощных доменных печах*. Москва: Metallurgy.
11. Товаровский, И. Г., Меркулов, А. Е. (2011). Аналитическое исследование процессов доменной плавки при разных температурах дутья и содержаниях кислорода. *Металлург*, 5, 41-47.

12. Большаков, В. И. (2008). Новые технологии – основа развития металлургии. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 3(248), 1-3.
13. Рамм, А. Н. (1980). *Современный доменный процесс*. Москва: Металлургия.
14. Гольдфарб, Э. М., Петрова, Т. П., Флейшман, Ю. М. (1988). Влияние технических и теплотехнологических факторов на температуру доменного дутья. *Изв. вузов. Черная Металлургия*, 8, 116-119.
15. Трофимов, Н. И., Советкин, В. Л., Шкляр, Ф. Р. (1988). Выбор и анализ оптимальных тепловых режимов воздухонагревателей доменных печей. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 10, 134-136.
16. Овчинникова, Е. В., Шаповалов, А. Н. (2013). Влияние параметров дутьевого режима на эффективность доменной плавки в условиях ОАО «Уральская сталь». *Вестник ЮУрГУ. Серия «Металлургия»*, 13(1), 61-67.
17. Романенко, В. И., Крупий, В. Г., Антонов, Ю. Г., Руденко, Ю. Р., Лебедь, Ю. К., Карпенко, Н. Л. (2010). Оценка повышения температуры доменного дутья в условиях ОАО «Днепропетровский меткомбинат». *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 6, 15-18.
18. Гантенберг, М., Шауб, Э., Альмансдорф, Р., Мюнцер, Й. (2014). Сравнение подогревателей дутья различного исполнения. *Черные металлы: Пер. с нем*, 2, 34-42.
19. Грес, Л. П. (2008). *Высокоэффективный нагрев доменного дутья: Монография*. Днепропетровск: Пороги.
20. Шкляр, Ф. Р., Малкин, В. М., Каштанова, С. П., Калугин, Я. П., Советкин, В. Л. (1982). *Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы)*. Москва: Металлургия.
21. Сургучев, Е. Л., Шкляр, Ф. Р., Фейгин, Г. Л. (1986). Расчет напряженно-деформированного состояния радиальных стен и кладки камеры горения воздухонагревателя. *Проблемы прочности*, 4, 110-113.

22. Фейгин, Г. Л., Шкляр, Ф. Р., Сургучев, Е. Л. (1989). Исследование ползучести камеры горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 122-126.
23. Фейгин, Г. Л., Калугин, Я. П., Сургучев, Е. Л. (1990). Термические напряжения и деформации во внутренней камере горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 75-77.
24. Коршиков, В. Д., Сальников, В. Г., Басукинский, С. М. (1990). Опыт эксплуатации воздухонагревателей с внутренней боковой камерой горения. *Сталь*, 1, 8-10.
25. Бянкин, И. Г. (1991). *Исследование и оптимизация доменных воздухонагревателей с внутренней камерой горения: автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.16.02 «Металлургия черных металлов»*. Липецк.
26. Калугин, Я. П., Прокофьев, Б. Н., Шкляр, Ф. Р. (1987). Разработка и исследование бесшахтного воздухонагревателя с горелочной системой в куполе. *Сталь*, 11, 98-101.
27. Калугин, Я. П. (2015). Перспективный бесшахтный воздухонагреватель для доменных печей. *Сталь*, 10, 3-6 .
28. Калугин, Я. П. (1999). Патент № 2145637, МПК С21В 9/02. Российская федерация: опубл. 20.02.00, Бюл. № 5.
29. Соломенцев, С. Л. (2001). *Рациональные типы насадок и доменных воздухонагревателей: Монография*. Липецк: ЛГТУ.
30. Булах, В. Л., Питак, Н. В. (1981). Служба динаса в высокотемпературных воздухонагревателях доменных печей. *Огнеупоры*, 11, 31-34.
31. Питак, Н. В., Булах, В. Л. (1982). Служба высокоглиноземистых огнеупоров в отдельных элементах кладки воздухонагревателей. *Огнеупоры*, 1, 29-32.
32. Сургучев, Е. Л., Шкляр, Ф. Р., Фейгин, Г. Л. (1986). Расчет напряженно-деформированного состояния радиальных стен и кладки камеры горения воздухонагревателя. *Проблемы прочности*, 4, 110-113.

33. Король, Е. З., Панферов, В. М., Булах, В. Л. (1986). Термопрочностные, деформационные и термоусталостные характеристики динасовых изделий до и после службы в высокотемпературных зонах воздухонагревателей. *Огнеупоры*, 6, 19-22.
34. Шкляр, Ф. Р., Сургучева, Е. Л., Торицын, Л. Н. (1987). Исследование деформационных свойств мертелей. *Огнеупоры*, 6, 24-26.
35. Сургучева, Е. Л., Шкляр, Ф. Р., Калугин, Я. П. (1988). Оценка конструкционной термостойкости футеровки. *Огнеупоры*, 5, 9-13.
36. Соломенцев, С. Л., Коршиков, В. Д. (1988). К оценке термонапряжений в футеровках воздухонагревателей с внутренней боковой камерой горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 3, 105-107.
37. Фейгин, Г. Л., Шкляр, Ф. Р., Сургучева, Е. Л. (1989). Исследование ползучести камеры горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 122-126.
38. Мацевитый, Ю. М., Маляренко, В. А., Брагинский, А. М., Лоцман, Т. В. (1990). Тепловое состояние элементов доменного воздухонагревателя в условиях форсирования режимов дутья. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 6, 15-17.
39. Фейгин, Г. Л., Калугин, Я. П., Сургучева, Е. Л. (1990). Термические напряжения и деформации во внутренней камере горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 75-77.
40. Малкин, В. М., Сургучева, Е. Л., Агафонова, М. И. (1990). Тепловое и термонапряженное состояние насадки. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 9, 89-91.
41. Торицын, Л. Н., Миняев, Н. А., Залманович, Р. И., Шаломов, Б. Я. (1990). Работа блока доменных воздухонагревателей с насыпной корундовой насадкой. *Сталь*, 3, 23-26.
42. Торицын, Л. Н., Лекомцева, Е. Д., Советкин, В. Л., Щербакова Л. В. (1990). Экспериментальное исследование и прогнозирование давления насыпной насадки на кладку стен доменного воздухонагревателя. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 4, 88-90.

43. Коршиков, В. Д., Бянкин, И. Г., Кирьянов, П. И., Соломенцев, С. Л. (1990). К применению в воздухонагревателях насадок с турбулизирующими элементами. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 11, 91-92.
44. Торицын, Л. Н., Лекомцева, Е. Д., Советкин, В. Л., Щербакова, Л. В. (1990). Моделирование напряженно-деформированного состояния насыпной насадки и стен доменного воздухонагревателя. *Изв. Вузов. Черная металлургия*, 6, 76-79.
45. Соломенцев, С. Л., Басукинский, С. М. (1993). Экспериментальное исследование шаровой насадки. *Изв. Вузов. Черная металлургия*, 9-10, 76-79.
46. Быстров, А. Е., Флейшман, Ю. М., Волкова, М. М., Щурова, Н. И. (2009). Особенности физического моделирования аэрогазодинамического сопротивления насадки с горизонтальными проходами доменного воздухонагревателя. *Металлургическая теплотехника*, 1, 15-20.
47. Грес, Л. П., Малишев, И. П., Троян, В. Д., Трошенков, М. О. (2009). Патент на корисну модель № 38746 МПК C21B 9/10, B32B 3/12. Україна: опубл. 12.01.2009, Бюл. №1.
48. Калугин, Я. П., Андреев, Н. А., Аминов, Н. С. (1988). Отработка и эксплуатация керамической горелки с совмещенным подводом газа и воздуха. *Сталь*, 8, 18-20.
49. Соломенцев, С. Л., Шкляр, Ф. Р., Коршиков, В. Д. (1988). Пути улучшения аэродинамики доменных воздухонагревателей. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 9, 123-125.
50. Соломенцев, С. Л., Коршиков, В. Д., Басукинский, С. М. (1988). Оценка температурных условий работы насадки доменных воздухонагревателей. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 7, 126-128.
51. Торицын, Л. Н., Советкин, В. Л. (1990). Учет подкупольного пространства при расчете распределений температур в регенеративном теплообменнике. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 77-79.

52. Коршиков, В. Д., Бянкин, И. Г., Соломенцев, С. Л. (1992). Исследование перетоков через отделительный шибер воздухонагревателя. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 5, 94-95.

53. Коршиков, В. Д., Бянкин, И. Г., Пожидаев, В. В., Соломенцев, С. Л. (1993). Об одном методе нагрева доменного дутья. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 9, 54-57.

54. Трофимов, Н. И., Павловец, В. М. (1988). К вопросу выбора критерия оптимального проектирования доменных воздухонагревателей. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 155-156.

55. Шкляр, Ф. Р., Соломенцев, С. Л., Коршиков, В. Д. (1989). К расчету температурных полей в воздухонагревателях с внутренней смещенной камерой горения. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 3, 135-139.

56. Грес, Л. П., Каракаш, Е. А., Флейшман, Ю. М., Щурова, Н. И. (2006). Математическое моделирование тепловой работы доменного воздухонагревателя. *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України*, Дніпропетровськ, 99-109.

57. Грес, Л. П., Самойленко, Т. В., Флейшман, Ю. М. (2006). Исследование параметров теплообмена в доменных воздухонагревателях. *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України*, Дніпропетровськ, 110-120.

58. Грес, Л. П., Каракаш, Е. А., Флейшман, Ю. М., Кривченко, Ю. С., Литвяк, В. Г., Жариков, А. Н. (2009). Новые подходы к созданию высокоэффективных доменных воздухонагревателей. *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України*, Дніпропетровськ, 65-71.

59. Грес, Л. П., Дубіна, О. В., Сокурченко, А. В. (2003). Патент № 54088А, МПК С21В 9/00. Україна: опубл.17.02.03, Бюл. № 2.

60. Грес, Л. П., Дубіна, О. В., Сокурченко, А. В. (2003). Патент № 54089А, МПК С21В 9/00. Україна: опубл.17.02.03, Бюл. № 2.

61. Грес, Л. П. , Дубіна, О. В., Сокурено, А. В. (2003). Патент № 54090А, МПК С21В 9/00. Україна: опубл.17.02.03, Бюл. № 2.
62. Кривченко, Ю. С., Бычков, С. В., Литвяк, В. Г. (2012). Патент № 2458149, МКИ С21В 9/00. Россия: опубл. 10.08.2012, Бюл. № 22.
63. Стасевський, С. А., Панін, В. Н., Кайстро, Д. О., Грес, Л. П., Єрьомін, О. О. (2013). Патент № 81604, С21В 9/00. Україна: опубл. 10.07.13, Бюл. № 13.
64. Соломенцев, С. Л., Сигмунд, В. К., Коршиков, В. Д. (1986). Упрощенный метод оптимизации режимов работы блока доменных воздуходогревателей. *Сталь*, 5, 16-18.
65. Шкляр, Ф. Р., Трофимов, Н. И. (1988). Анализ влияния температуры газов под куполом и стоимости топлива на оптимальные режимы работы доменных воздуходогревателей. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 6, 125-127.
66. Мельник, Г. Б., Калиногорский, Н. А. (1988). Оптимизация режимов работы доменных воздуходогревателей методом управляемого прямого поиска. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 4, 119-122.
67. Коршиков, В. Д., Басукинский, С. М. (1990). Оптимизация ступенчатого нагрева высокотемпературных регенераторов. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 5, 76-78.
68. Коршиков, В. Д., Бянкин, С. М., Кирьянов, П. И. (1991). Энергосбережение в доменных воздуходогревателях на основе утилизации оборотного дыма. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 7, 98-100.
69. Грес, Л. П., Самойленко, Т. В., Флейшман, Ю. М., Щурова, Н. И. (2008). Исследование влияния длительности паузы и периодов работы доменных воздуходогревателей на эффективность нагрева дутья. *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України*, Дніпропетровськ, 118 – 128.
70. Тараканов, А. К., Бочка, В. В., Костомаров, А. С. (2015). Оптимизация параметров дутьевого режима доменной плавки. *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 2, 11-15.

71. Колодяжный, В. С., Советкин, В. Л. (1990). Подсистема управления расходом газа для блока воздухонагревателей доменных печей. Сообщ. 1. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 8, 89-91.

72. Колодяжный, В. Л., Советкин, В. Л. (1990). Подсистема управления расходом газа для блока воздухонагревателей доменных печей. Сообщ. 2. *Изв. вузов. Черная металлургия*, 12, 63-65.

73. Грес, Л. П., Карпенко, С. А., Еремин, А. О., Самойленко, Т. В., Каракаш, Е. А., Быстров, А. Е. (2011). Системный подход к разработке системы автоматического регулирования (САР) тепловой работы доменных воздухонагревателей. *Систем. технології*, 1(1), 73-77.

74. Міленіна, О. Є. (2011). Удосконалення технології нагріву доменного дуття шляхом утилізації теплоти димових газів повітронагрівачів: автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.16.02 «Металургія чорних та кольорових металів та спеціальних сплавів». Дніпропетровськ.

75. Ильченко, О. Т. (1985). *Теплоиспользующие установки промышленных предприятий*. Харьков: Вища школа.

76. Кошельнік, О. В., Заєць, О. М., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних повітронагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів. *Вісник НТУ «ХП»*. Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування, Харків: НТУ «ХП», 13 (987), 116-124.

77. Кошельнік, О. В., Заєць, О. М., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування теплових режимів доменних регенеративних повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXI міжнародної наук.-практ. конф., 29-31 травня: тези доп.*, Харків: НТУ «ХП», 292.

78. Ганжа, А. М., Кошельнік, О. В., Павлова, В. Г., Хавін, Є. В., Заєць, О. М. (2016). Розробка перспективних систем утилізації теплових

вторинних енергоресурсів доменного виробництва. *Інтегровані технології та енергозбереження*, Харків: HTУ «ХПІ», 2, 14-18.

79. Vatanakul, M., Cruz, E., McKenna, K., Hynes, R., Sarvinis, J. (2011). Waste Heat Utilization to Increase Energy Efficiency in the Metals Industry. *Energy Technology*, Aug., 1–16. doi:10.1002/9781118061886.ch1.

80. Worrell, E., Blinde, P., Neelis, M., Blomen, E., Masanet, E. (2010). *Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the U.S. Iron and Steel Industry. An ENERGY STAR Guide for Energy and Plant Managers*. United States Environmental Protection Agency, Oct.

81. *Global Warming Countermeasures: Japanese Technologies for Energy Savings/GHG Emissions Reduction. Revised edition*. (2008). New Energy and Industrial Technology Development Organization, 1 Sept.

82. Брагинский, А. М. (2011). *Интегрированные энергосберегающие технологии в производстве чугуна*, Харьков: Коллегиум.

83. Tetsuji, N., Hideho, K., Tanaka Kazukiyo, T. (1980). Patent № JPS55044508 (A), IPC C21B9/00. Japan.

84. Yoshio, O. (1982). Patent № JPS57137407 (A), IPC C21B9/00; C21B9/14; F27D17/00. Japan.

85. Yoshio, S., Toshihiko, K., Akira, S. (1980). Patent № JPS5565307 (A), IPC C21B9/14, F27D17/00. Japan.

86. Yoshio, S., Toshihiko, K., Akira, S. (1980). Patent № JPS5565308 (A), IPC C21B9/14, F27D17/00.

87. Yoshio, S., Toshihiko, K., Shiga Akira, S. (1980). Patent № JPS5565309 (A), IPC C21B9/14, F27D17/00. Japan.

88. Koichiro, N., Hiromitsu, M. (1977). Patent № JPS52091711 (A), IPC C21B9/14, C21B9/00. Japan.

89. Masayuki, H., Shingo, S., Kazufumi, O., Kunio, F. (1980). Patent № JPS55125210 (A), IPC C21B9/14, C21B9/00, F27D17/00. Japan.

90. Masanobu, I., Shiyuuichi, M. (1985). Patent № JPS605815 (A), IPC C21B9/14. Japan.

91. Morimasa, N., Yukitaka, A., Manabu, G. (1997). Patent № JPH09287013 (A), IPC C21B9/14. Japan.
92. Takashi, Y., Jiro, W. (2002). Patent № JP2002266012 (A), IPC C21B9/14. Japan.
93. Hiroyuki, Y. (1987). Patent № JPS6267107 (A), IPC C21B9/14, F27D17/00. Japan.
94. Hisashi, K., Tsutomu, T. (1987). Patent № JPS6217108 (A), IPC C21B9/14, F27D17/00. Japan.
95. Asada Research Laboratory, Kobe Steel, Ltd. (1986) A Simulation Program For Energy Saving in Hot Stove System. *Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan*, 26(10), 920.
96. Грес, Л. П., Каракаш, Е. А., Карпенко, С. А., Колдомасов, С. В. (2014). Повышение энергоэффективности нагрева доменного дутья на эксплуатируемых доменных печах путем установки системы теплообменников для нагрева компонентов горения и модернизации воздухонагревателей. *Металл и литье Украины*, № 5/6, 43-47.
97. Карпенко, С. А., Стасевский, С. Л., Степаненко, А. Н., Заславский, В. С., Вишневский, Б. Н., Гусаров, А. С. (2012). Системы утилизации теплоты отходящих газов воздухонагревателей доменных печей в проектах ГП «Укрگیпроме́з». *Металлургическая и горнорудная промышленность*, 1, 103-104.
98. Грес, Л. П., Каракаш, А. Е., Миленина, А. Е. (2012). *Теплообменники доменных печей*, под общ. ред. Л. П. Греса. Днепропетровск: Пороги.
99. Заславський, В. С., Вишневський, Б. М., Кривченко, Ю. С., Бичков, С. В., Колесніков, В. І., Вовк, В. М. (2004). Патент на корисну модель № 3054, МПК C21 B9/10. Україна: опубл. 15.10.04, Бюл. № 10.
100. Чувакін, В. О., Скринченко, Е. Г., Вовк, В. М., Бичков, С. В., Банніков, Ю. Г., Кузнєцов, О. М. (2007). Патент № 78862, МПК C21 B9/10. Україна: опубл. 25.04.07, Бюл. № 5.

101. Грес, Л. П., Карпенко, С. А., Науменко, О. О. (2009). Патент № 41075, МПК C21 B9/00. Україна: опубл. 12.05.09, Бюл. № 9.
102. Гусаров, О. С., Панін, В. М., Лучкін, В. В., Алексєєв, А. О. (2011). Патент № 58292, C21 B9/00. Україна: опубл. 11.04.11, Бюл. № 7.
103. Гусаров, О. С., Панін, В. М., Лучкін, В. В., Алексєєв, А. О. (2011). Патент № 58293, C21 B9/10. Україна: опубл. 11.04.11, Бюл. № 7.
104. Грес, Л. П., Карпенко, С. А., Науменко, О. О., Єр'омін, О. О. (2012). Патент № 98740, C21 B9/00, C21 B9/10, C21 B7/00, F27D 17/00. Україна: опубл. 11.06.12, Бюл. № 11.
105. Rao, K. N., Hiregoudar, C., Jeethendra, M. (2016). Design and Analysis of Waste Heat Recovery System to Improve the Performance of Blast Furnace. *International Journal for Ignited Minds (IJIMIINDS)*, 03 (03), 12–19.
106. Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry. (2008). BCS, Incorporated, Mar.
107. Yoshio, O. (1983). Patent № JPS5839714 (A), IPC C21B9/00, C21B9/14. Japan.
108. Kohler, R., Schwindling, H., Späth, S. (1976). Patent № DE 2519899 (A1), IPC C21B9/14. Germany (Deutschland).
109. Jiro, W., Manabu, G. (2000). Patent № JP2000297311 (A), IPC C21B9/00; F27D17/00; F28D1/047; F28D7/08; F28D7/16. Japan.
110. Price, Richard C., U. S. A. (1993). Patent № CA 1318314 (C), IPC F28D21/00. Canada.
111. Ницкевич, Е. А., Уманский, В. И. (1985). Использование вторичных энергоресурсов в черной металлургии за рубежом. *Обзор. информ. / Черметинформация. Черная металлургия. Серия: Общеотраслевые вопросы*, Москва: институт «Черметинформация», 3.
112. Lin, P.-H., Wang, P.-H., Chen, H.-T., Chung, W.-L. (2007). Efficiency Improvement of the Hot Blast Generating System by Waste Heat Recovery. *Energy and Sustainability*, 113–121. doi:10.2495/esus070121.

113. Хельд, Б., Райницхубер, Ф. (1986). Использование отходящего тепла при помощи масла-теплоносителя. *Черные металлы*, 24, 38-44.
114. Peter, H. (1983). Heat recovery in blast furnace stove plants. *MHN. "Metallurgical plant and technology"*, 5(3), 20-26.
115. Кейс, В. М., Лондон, А. Л.; пер. с англ. В. Я. Сидорова; под ред. Ю. В. Петровского (1967). *Компактные теплообменники*, Москва: Энергия.
116. Shah, R. K., Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger*. Hoboken, NJ: Wiley, Aug.
117. Петухов, Б. С., Шиков, В. К. (1987). *Справочник по теплообменникам: в 2-х томах (Т. 1)*. Москва: Энергоатомиздат.
118. Бухмиров, В. В., Ракутина, Д. В., Солнышкова, Ю. С., Пророкова, М. В. (2013). *Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата*. Иваново.
119. Клименко, А. В., Зорин, В. М. (2004). *Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник в 4-х книгах. Издание 3-е, переработанное и дополненное (Кн. 4)*. Москва: МЭИ.
120. Ганжа, А. М., Марченко, Н. А. (2010). Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апаратах. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Системний аналіз, управління та інформаційні технології, Харків: НТУ «ХП», 9, 113–120.
121. Ганжа, А. Н. (2008). Средние температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках при различных методах расчета. *Проблемы машиностроения*, 11(4), 26-29.
122. Ганжа, А. М. (2011). *Підвищення ефективності поверхневих тепломасообмінних апаратів шляхом розвинення закономірностей розподілу локальних теплогідравлічних параметрів: дис. на здоб. наук. ступ. докт. техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика»*. Харків.

123. Gaddis, E. S., Schlünder, E. U. (1979). Temperature Distribution and Heat Exchange in Multipass Shell-and-tube Exchangers with Baffles. *Engineering*, 1(1), 43-52.

124. Каневец, Г. Е., Зайцев, И. Д., Головач, И. И. (1985). Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. Киев: Наукова думка, 232 с.

125. Ганжа, А. Н., Заец, Е. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А. (2016). Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Вісник НТУ «ХПІ»: Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 10 (1182), 56-60, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.

126. Ганжа, А. Н., Заец, Е. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А., Куцова, Д. В. (2016). Методика расчета теплообменника-утилизатора теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXIV міжнародної наук.-практ. конф., 18-20 травня: тези доп.*, Харків: НТУ «ХПІ», 249.

127. Ильченко, О. Т. (1992). *Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС*. Киев: Выща школа.

128. Михеев, М. А., Михеева, И. М. (1977). *Основы теплопередачи. Издание 2-е, стереотипное*. Москва: Энергия.

129. Ганжа, А. Н. (2002). *Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС: Монография /Библиотека журнала ITE/*. Харьков: НТУ «ХПИ».

130. Марушкин, В. М., Иващенко, С. С., Вакуленко, Б. Ф. (1985). *Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС*. Москва: Энергоатомиздат.

131. *Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное.* (1998). Санкт-Петербург: Издательство НПО ЦКТИ.

132. *Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС (РТМ 24.031.05-72).* (1972). Москва.

133. Ганжа, А. М., Заєць, О. М., Чепель, О. С., Йощенко, І. В. (2016). Створення програми для розрахунку рекуператора-утилізатора теплоти димових газів блоку доменних повітрянагрівачів з метою підігріву їх повітря горіння. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXIV міжнародної наук.-практ. конф., 18-20 травня: тези доп.*, Харків: НТУ «ХПІ», 248.

134. Идельчик, И. Е. (1992). *Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под. ред. М. О. Штейнберга. Издание 3-е, переработанное и дополненное.* Москва: Машиностроение.

135. Казанцев, Е. И. (1975). *Промышленные печи. Справочное руководство для расчетов и проектирования. Издание 2-е, переработанное и дополненное.* Москва: Металлургия.

136. Варгафтик, Н. Б. (1956). *Теплофизические свойства веществ справочник.* Москва-Ленинград: Госэнергоиздат.

137. Рабинович, О. М. (1973). *Сборник задач по технической термодинамике.* Москва: Машиностроение.

138. Жукаускас, А. А. (1982). *Конвективный перенос в теплообменниках.* Москва: Наука.

139. Синат-Радченко, Д. Е., Синат-Радченко, П. Д. (1992). Формулы для определения теплофизических свойств воды, водяного пара и воздуха применительно к условиям пищевой технологии. *Пищевая промышленность*, 38, 30-32.

140. Кошельник, В. М. (2003). Теплотехнічні розрахунки та вибір параметрів доменного повітрянагрівача №2 ДП №1 ВАТ «Донецький металургійний завод»: звіт про НДР / НТУ «ХПІ»; Харків.

141. Кошельник, А. В., Кошельник, В. М., Давыденко, П. Д. (2007). Особенности режимов отопления и работы воздухонагревателей доменных печей при замене природного газа искусственным газообразным допливом. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*, 8, 18-22

142. Кошельник, А. В. (2007). Методика створення універсального обчислювального комплексу для моделювання регенеративних теплообмінників високотемпературних плавильних агрегатів. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2/3 (26), 47-50.

143. Аверин, С. И., Тайц, Н. Ю. (1969). *Расчеты нагревательных печей: учебное пособие. Издание 2-е, исправленное и дополненное*. Київ: Техніка.

144. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика / Госстрой СССР (1982). Москва: Стройиздат.

145. Рябцев, Н. И. (1967). *Природные и искусственные газы: учебник. Издание 3-е, переработанное*. Москва: Стройиздат.

146. Заєць, О. М. (2016). Вплив частки коксового газу в паливі на необхідний рівень підігріву повітря горіння доменних повітрянагрівачів при використанні їх теплоти димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ», 42 (1214), 43-48, doi:10.20998/2413-4295.2016.42.07.

147. Кошельник, В. М., Кошельник, А. В. (1999). Уточненная математическая модель доменного воздухонагревателя, *Вестник ХГПУ*, Харьков: ХГПУ, 49, 113 – 117.

148. Кошельник, О. В., Заєць, О. М., Кошельник, В. М. (2012). Особливості визначення витрати та температури продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник*

наукових праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях, Харків: НТУ «ХПІ», 50, 133-139.

149. Вусик, О. М., Кошельник, В. М. (2012). Розрахунок динамічних характеристик продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XX міжнародної наук.-практ. конф., 15-17 травня: тези доп.*, Харків: НТУ «ХПІ», 246.

150. Ганжа, А. М., Заєць, О. М. (2016). Моделювання процесів у трубчатому утилізаторі теплоти газів, що відходять з доменного виробництва. *Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI всеукраїнської наук.-техн. конф., 5-7 жовтня: тези доп.*, Херсон: ФОП Грінь Д., 22-24.

151. Ganzha, A., Zaiets, O., Koshelnik, A. (2017). Analysis of Efficiency and Reliability of Blast-furnace Process Waste Heat Recovery Systems. *Technology Audit and Production Reserves*, 1/1(33), 49-54, doi: 10.15587/2312-8372.2017.92912.

152. Ганжа А. М., Заєць, О. М. (2017). Оцінка ефективності системи утилізації теплоти димових газів доменних повітрянагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXV міжнародної наук.-практ. конф., 17-19 травня: тези доп. Ч. I*, Харків: НТУ «ХПІ», 249.

Додаток А

Список публікацій здобувача за темою дисертації

1. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2012). Особливості визначення витрати та температури продуктів згоряння у димовому тракті доменних повітрянагрівачів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць*, Харків: НТУ «ХПІ», 50, 133-139.
2. Заєць, О. М., Кошельнік, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування режимних параметрів теплоносіїв регенеративних доменних повітрянагрівачів для розрахунків теплоутилізатора димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 13 (987), 116-124.
3. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А. (2016). Анализ эффективности теплообменников-утилизаторов теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*, Харків: НТУ «ХПІ», 10 (1182), 56-60, doi: 10.20998/2078-774X.2016.10.08.
4. Заєць, О. М., Ганжа, А. М., Кошельнік, О. В., Павлова, В. Г., Хавін, Є. В. (2016). Розробка перспективних систем утилізації теплових вторинних енергоресурсів доменного виробництва. *Інтегровані технології та енергозбереження*, Харків: НТУ «ХПІ», 2, 10-17.
5. Заєць, О. М. (2016). Вплив частки коксового газу в паливі на необхідний рівень підігріву повітря горіння доменних повітрянагрівачів при використанні їх теплоти димових газів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, Харків: НТУ «ХПІ», 42 (1214), 43-48, doi:10.20998/2413-4295.2016.42.07.
6. Zaiets, O., Ganzha, A., Koshelnik, A. (2017). Analysis of Efficiency and Reliability of Blast-furnace Process Waste Heat Recovery Systems. *Technology Audit and Production Reserves*, 1/1(33), 49-54, doi: 10.15587/2312-8372.2017.92912.
7. Вусик (Заєць), О. М., Кошельник, В. М. (2012). Розрахунок динамічних характеристик продуктів згоряння у димовому тракті доменних

повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XX міжнародної наук.-практ. конф., 15-17 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 246.

8. Заєць, О. М., Кошельник, О. В., Кошельник, В. М. (2013). Прогнозування теплових режимів доменних регенеративних повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXI міжнародної наук.-практ. конф., 29-31 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 292.

9. Заец, Е. Н., Ганжа, А. Н., Подкопай, В. Н., Марченко, Н. А., Куцова, Д. В. (2016). Методика расчета теплообменника-утилизатора теплоты энерготехнологических комплексов и агрегатов. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXIV міжнародної наук.-практ. конф., 18-20 травня: тези доп., Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 249.

10. Заєць, О. М., Ганжа, А. М. (2016). Моделювання процесів у трубчатому утилізаторі теплоти газів, що відходять з доменного виробництва. *Актуальні проблеми енергетики та екології: матеріали XVI всеукраїнської наук.-техн. конф., 5-7 жовтня: тези доп.*, Херсон: ФОП Грінь Д., 22-24.

11. Заєць, О. М., Ганжа А. М. (2017). Оцінка ефективності системи утилізації теплоти димових газів доменних повітронагрівачів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: матеріали XXV міжнародної наук.-практ. конф., 17-19 травня: тези доп. Ч. I*, Харків: НТУ «ХП», 249.

Додаток Б

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні положення та результати дисертації доповідались та обговорювалися на:

1. XX Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 15-17 травня 2012 р., доповідь).

2. XXI Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 29-31 травня 2013 р., доповідь).

3. XXIV Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 18-20 травня 2016 р., доповідь).

4. XXV Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 17-19 травня 2017 р., доповідь).

5. IX Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 24-25 квітня, 2013 р., доповідь).

6. XII Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 27-28 квітня, 2016 р., доповідь).

7. XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» (м. Одеса, 5-7 жовтня, 2016 р., доповідь).

Додаток В

Акти впровадження результатів дисертації



Приватне акціонерне товариство «Виробничо-технічне підприємство «УКРЕНЕРГОЧОРМЕТ»

Частное акционерное общество
«Производственно-техническое предприятие
«УКРЭНЕРГОЧЕРМЕТ»

Joint stock company
«Engineering & technology enterprise
«UKRENERGOCHERMET»

Україна, 61072, м. Харків, пр. Науки, 58
+380 (57) 340-44-17, ф. +380 (57) 340-44-40
ЄДРПОУ 00192494

info@uechm.com
www.uechm.com www.energochermef.com
ISO 9001:2015

№ 1046/40 від 20.06 20 17 р.
на № _____ від _____ 20 _____ р.

ДОВІДКА

Методи та засоби підвищення ефективності систем утилізації скидної теплоти доменного виробництва, які запропоновані у дисертаційній роботі Засць Олени Миколаївни, є актуальними і були використані ПрАТ "ВТП "УКРЕНЕРГОЧОРМЕТ" при розв'язанні задач зменшення питомих витрат коксового газу на об'єктах металургійної промисловості.

Запропонована в дисертаційній роботі удосконалена модель розрахунку рекуператорів була використана при аналізі роботи та модернізації теплообмінного обладнання систем утилізації скидної теплоти доменного виробництва.

Головний інженер



А.М. Боднарь



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
 Національного технічного університету
 „Київський політехнічний інститут”
 А.П. Марченко
 27 " березня 2017 р.

АКТ

про використання на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій
 результатів дисертаційної роботи Заєць О.М.

Комісія у складі: д.т.н., проф. Ганжі А.М. – завідувача кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, к.т.н., доц. Пугачової Т.М. – доцента кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій; к.т.н., доц. Угольнікова С.В. – доцента кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій, розглянула стан використання матеріалів дисертаційної роботи Заєць О.М. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук при підготовці спеціалістів та магістрів – теплоенергетиків та у наукових дослідженнях кафедри.

Комісія встановила:

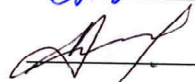
1) Створені Заєць О.М. методи та засоби підвищення ефективності систем утилізації скидної теплоти доменного виробництва використовуються для підготовки спеціалістів та магістрів теплоенергетиків на кафедрі теплотехніки та енергоефективних технологій при курсовому, дипломному проектуванні та викладанні навчальних дисциплін:

Енерготехнологічні комплекси промислових підприємств;
 Енергоефективні технології та використання ВЕР.

2) Матеріали дисертаційної роботи Заєць О.М. були використані при проведенні держбюджетних науково-дослідних робіт кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій «Розробка теоретичних основ створення енергоефективних теплоутилізаційних комплексів на базі високотемпературних агрегатів з використанням когенераційних технологій» (2011-2012 рр., №0110U001235), «Розробка енергоефективних комплексних систем утилізації теплових вторинних ресурсів високотемпературних енерготехнологічних процесів» (2015-2016 рр., №0115U000523), у яких здобувач був виконавцем окремих етапів.

 А.М. Ганжа

 Т.М. Пугачова

 С.В. Угольніков