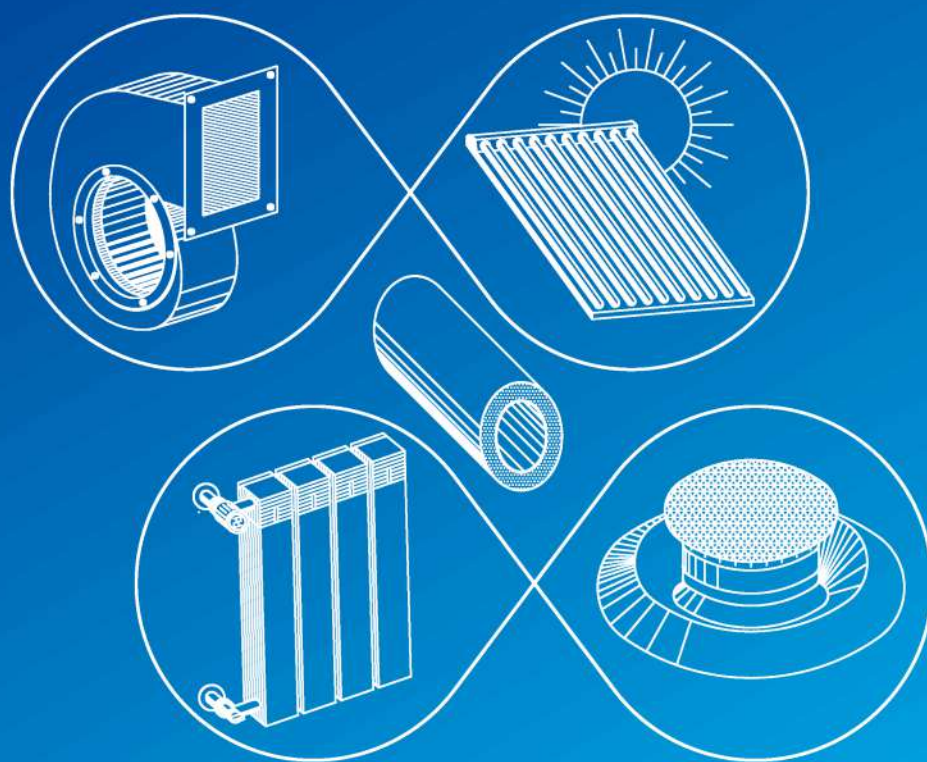


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2022

Випуск 40



**Міжнародна науково-практична конференція
Екологія, ресурси, енергія
ERE-2022
23-25 листопада 2022 р.**

КИЇВ 2022

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Kiev National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 40

Kyiv 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 40

Київ 2022

УДК 697

ISSN 2409-2606

B29

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 40 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2022. – 57 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: докт. техн. наук, професор В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В. М. Михайленко; докт. техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О. Л. Підгорний; докт. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професор Т. М. Ткаченко; канд. техн. наук, професор В. В. Трофімович; докт. техн. наук, ст. наук. співр. Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішіані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); докт. техн. наук, професор О. Токмаджян (Вірменія); докт. техн. наук, професор А. Маргарян (Вірменія); докт. техн. наук, доцент В. Токмаджян (Вірменія); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 20 грудня 2021 року, протокол № 46.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.
тел. +380(44)245-48-33

ЗМІСТ

<i>До відома авторів</i>	5
<i>А. С. Макаров, М. П. Сенчук, А. І. Ходос, М. О. Кирієнко Підвищення ефективності технологічної схеми промислового високотемпературного повітрянагрівача</i>	6
<i>В. І. Норчак Технологічні параметри процесу спалювання бурого вугілля у вихровій топці</i>	16
<i>Р. Л. Джиоев Схема спалювання деревних відходів у топці з циркуляційним киплячим шаром</i>	23
<i>Г. С. Ратушняк, О. Г. Лялюк, О. Ю. Горюн Аналіз впливу факторів на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання з використанням лінгвістичних змінних</i>	28
<i>Б. І. Басок, Б. В. Давиденко, В. Г. Новіков, М. П. Новіцька Вплив архітектурних особливостей будівель на теплові втрати з їхніх фасадів</i>	37
<i>Ю. О. Бурда, Ю. О. Півненко, І. О. Редько, А. Д. Череднік, О. В. Приймак Чисельне моделювання параметрів теплової схеми системи утилізації відхідної теплоти</i>	43
<i>Ю. Й. Франчук Зміна складу та якості газу при його русі в системі газопостачання</i>	50

CONTENTS

<i>Information for the Authors</i>	5
A. Makarov, M. Senchuk, A. Khodos, M. Kirienko <i>Improving the efficiency of the technological scheme of industrial high-temperature air heater (in Ukrainian)</i>	6
V. Norchak <i>Technological parameters of the combustion process of brown coal in a vortex furnace (in Ukrainian)</i>	16
R. Dzhyoev <i>Scheme of incineration of wood waste in a furnace with a circulating boiling bed (in Ukrainian)</i>	23
G. Ratushniak, L. Lialiuk, O. Horiun <i>Analysis of the influence of factors on the reliability of energy efficiency of enclosing structures of adjustment units using linguistic variables (in Ukrainian)</i>	28
B. Basok, B. Davydenko, V. Novikov, M. Novitska <i>Influence of architectural features of buildings on heat losses from their facades (in Ukrainian)</i>	37
Y. Burda, Y. Pivnenko, I. Redko, A. Cherednik, O. Priymak <i>Numerical simulation of parameters of the thermal scheme of the waste heat recovery system (in Ukrainian)</i>	43
Y. Franchuk <i>Changes in the composition and quality of gas during its movement in the gas supply system (in Ukrainian)</i>	50

До відома авторів

Шановні автори та рецензенти статей науково-технічного збірника “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”.

Завершуємо публікацію статей за матеріалами Другої Міжнародної науково-практичної конференції “Довкілля, ресурси, енергія” ERE-2021 та розпочинаємо публікацію статей за матеріалами Третьої Міжнародної науково-практичної конференції “Довкілля, ресурси, енергія” ERE-2022 факультету інженерних систем та екології Київського національного університету будівництва і архітектури.

Звертаємо увагу на неухильне дотримання вимог до рукописів, розміщених на сайті <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

Кількість слів анотації має бути суворо 100...250 українською і російською мовами та не менше 1800 знаків англійською мовою, якщо стаття написана українською або російською мовою. Якщо стаття написана англійською, то кількість слів анотації має бути 100...250 англійською і російською мовами та не менше 1800 знаків українською мовою.

Рисунки мають чітко читатися після внесення до тексту. Фактичний розмір шрифту на рисунках має бути 9...12 пт. Треба уникати світлих кольорів на діаграмах і графіках, особливо жовтого та світло-сірого.

Information for the Authors

Dear authors and reviewers of articles of the Scientific and Technical Collection “Ventyliatsiia, Osvitlennia ta Teplohazopostachannia” (“Ventilation, Illumination and Heat and Gas Supply”).

In the issue, we finish publication of articles on the materials of the Second International scientific and practical conference “Environment, Resources, Energy” ERE-2021 and starting publications of articles on the materials of the Third International scientific and practical conference “Environment, Resources, Energy” ERE-2022 of Engineering Systems and Ecology Department, Kyiv National University of Construction and Architecture.

Pay attention to the strict adherence to the Requirements for manuscripts, placed on the site <http://vothp.knuba.edu.ua/about/submissions>.

The number of words of the annotation should be strictly 100...250 in Ukrainian and Russian languages and at least 1800 characters in English, if the article is written in Ukrainian or Russian. If the article is written in English, then the number of annotation words should be 100...250 in English and Russian, and at least 1800 in Ukrainian.

Figures should be clearly read after insertion into the text. The actual size of the font on the figures should be 9...12 pt. Avoid light colours on charts, especially yellow and light grey.

УДК 662.995

Підвищення ефективності технологічної схеми промислового високотемпературного повітрянагрівача

А. С. Макаров¹, М. П. Сенчук², А. І. Ходос³, М. О. Кирієнко⁴

¹к.т.н., ст. наук. співр., ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна, makarov.anatoly@kmbp.com.ua.

²к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, smp_21@ukr.net.
ORCID: 0000-0001-8968-7336

³голова наглядової ради ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна, khodos@kmbp.com.ua

⁴заступник директора ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод», м. Калинівка, Україна, mihail_kirienko@ukr.net

Анотація. Проаналізовано дві типові схеми нагрівання повітря у газозадуваних повітрянагрівачах (теплогенераторах), конструктивна відмінність яких полягає у різному взаємному розташуванні жарової труби-камери згоряння та конвективної поверхні нагрівання (димогарних труб). Описано вдосконалену конструктивну схему розробленого високотемпературного повітрянагрівача-теплогенератора з нагріванням повітря для технологічних процесів сушіння. Відмічено основні технічні та експлуатаційні переваги прийнятої схеми нагрівання повітря, яка вирізняється високою економічністю й надійністю. Розглянуто нові технічні рішення в розробленій конструкції теплогенератора ТГ, що спрямовані на підвищення його ефективності та надійності за тривалої експлуатації. Прийняття запропонованих рішень обґрунтовано на підставі лабораторних та розрахункових досліджень. Наведено схему вогневого стенду задля вивчення процесу відводу теплоти від теплонапружених поверхонь нагріву шляхом радіаційно-конвективної теплопередачі із застосуванням теплопоглинаючих екранів. Описано сконструйовані системи охолодження жарових труб теплогенераторів на підставі стенових досліджень та розробленої відповідної розрахункової моделі. Наведено розрахункові залежності зміни температури металу нагрітих стінок від швидкості повітряного потоку в одинарному каналі та від ширини подвійного повітряного каналу з теплопоглинаючим екраном. Показано результати розрахункових досліджень з метою оптимізації конвективної поверхні нагріву і вхідних ділянок димогарних труб як залежності зміни довжини конвективних пакетів залежно від швидкості димових газів та температури газів, металу стінок і повітря на початковій ділянці димогарних труб при різних варіантах її конфігурації. Реалізовано запатентовані технічні рішення в конструкціях промислово впроваджених високотемпературних повітрянагрівачів – газових теплогенераторів ТГ-0,95-200, ТГ-1,9-200 і ТГ-2,4-200 з температурою нагріву повітря 200 °С. Підтверджено їхню високу економічність і надійність протягом багаторічної експлуатації в складі сушильних установок на підприємствах харчової промисловості України, Білорусії, Російської Федерації, Азербайджану, Узбекистану, Туркменістану, Киргизстану, Польщі.

Ключові слова: високотемпературний повітрянагрівач, теплогенератор, схема нагріву повітря, технологічний процес сушіння, нагріте повітря

Вступ. Повітрянагрівачі широко застосовуються в системах повітряного опалення будівель і споруд різного призначення, для підігрівання повітря (дугтя) перед подачею його в теплові установки, доменні печі тощо, в технологічних процесах сушіння продуктів та матеріалів у різних галузях промисловості (харчовій, целюлозно-паперовій, деревообробній). Підігрів теплоносія для систем повітряного опалення здійснюється здебільшого в водяних, парових або електричних повітрянагрівачах, які розповсюджені на вітчизняному ринку. Також відомі повітрянагрівачі з використанням продуктів згоряння для нагрівання повітря до 100 °С.

У технологічних процесах здебільшого використовують високотемпературний теплоносіє з температурою вище 100 °С, підігрів якого переважно здійснюють у газових чи рідкопаливних підігрівачах (теплогенераторах). За необхідності подачі чистого підігрітого повітря (для сушіння продуктів у харчовій промисловості

тощо) застосовують рекуперативні повітрянагрівачі. Наряду з перевагами таких підігрівачів у передачі теплоти теплоносієм, їхні конструктивні елементи нагріваються нерівномірно. Виникає перевищення допустимої температури металу високонапружених елементів конструкції при нагріві повітря до високої температури. Це негативно впливає на надійність їхньої тривалої експлуатації. Підтримання безпечної тривалої роботи високотемпературного теплогенератора є важливим завданням у досягненні ефективності та експлуатаційної надійності технологічного процесу.

Актуальність дослідження – підвищення ефективності високотемпературного підігрівання повітря для технологічних процесів із забезпеченням економічності та надійності конструкцій вогневих теплогенераторів протягом тривалої експлуатації.

Останні дослідження та публікації. Ринок України досить насичений опалювальними те-

плогенераторами з ефективним підігріванням повітря до 65...100 °С. Більшість відомих вогневих повітрянагрівачів (теплогенераторів) за схемами нагрівання повітря можна віднести до двох типів:

- I – з димогарними каналами розташованими навколо жарової труби – камери згоряння [21] (рис. 1);
- II – з окремо розташованими жаровою трубою і пакетом димогарних труб.

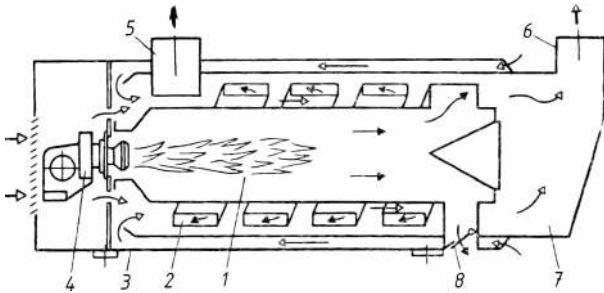


Рис. 1. Схема повітрянагрівача типу I:

- 1 – жарова труба – камера згоряння;
- 2 – теплообмінник ; 3 – корпус; 4 – паличник;
- 5 – вихід димових газів; 6 – вихід нагрітого повітря;
- 7 – повітряна камера; 8 – вибуховий клапан

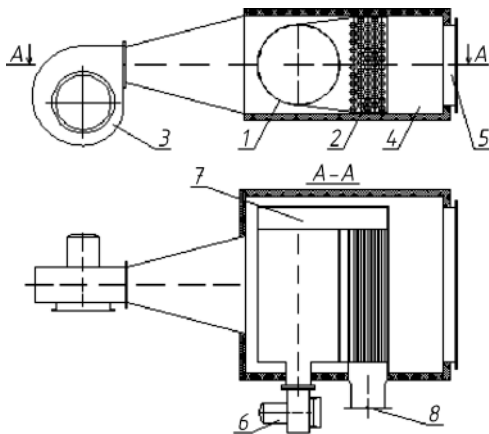


Рис. 2. Схема повітрянагрівача типу II.

Розміщення газомазутного повітрянагрівача:

- 1 – жарова труба; 2 – конвективний пакет; 3 – вентилятор;
- 4 – повітряна камера; 5 – вихід нагрітого повітря;
- 6 – паличник; 7 – поворотна газова камера;
- 8 – вихід димових газів

Опалювальні теплогенератори (газомазутні повітрянагрівачі) за типом II переважно розміщують у повітряному тракті припливної установки або центрального кондиціонера (рис. 2). Конструкція такого повітрянагрівача складається з циліндричної камери згоряння (жарової труби) і пакету димогарних труб, об'єднаних у єдиний блок за допомогою фланців. Потік повітря в поперечному напрямку омиває жарову трубу і пучок димогарних труб. Температура металу, як правило, не перевищує 500 °С завдяки низьким тепловим навантаженням і невисокому підігріву повітря.

Теплогенератори з підігрівом повітря для

технологічних потреб виконуються переважно типу I з корпусом циліндричної форми. У ньому димогарні труби розташовуються концентрично навколо жарової труби. Омивання повітрям поверхонь нагріву передбачено поздовжнє (рис.3).

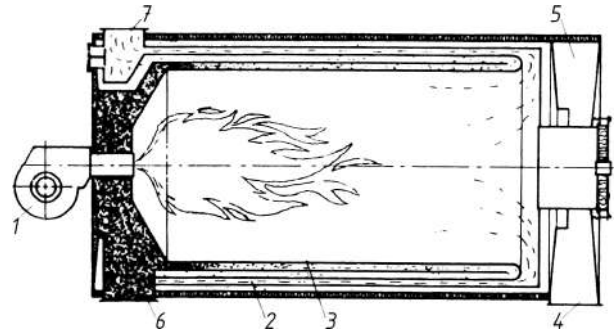


Рис.3. Схема повітрянагрівача для технологічних потреб (тип I):

- 1 – паличник; 2 – конвективний пакет; 3 – жарова труба;
- 4 – вхід холодного повітря; 5 – повітряна камера;
- 6 – вихід димових газів; 7 – вихід нагрітого повітря

Нагрівачі цього типу працюють у діапазоні температури 175-250 °С з ККД близько 85 % [3]. Для підвищення економічності ці теплогенератори додатково комплектуються системою утилізації теплоти відвідних газів. Система утилізації [15] складається з двох теплообмінників з оребреними трубами:

- продукти згоряння – проміжний теплоносії;
- проміжний теплоносії – вхідне повітря.

Циркуляція теплоносія насосна.

Для розроблення високотемпературного повітрянагрівача для технологічних процесів з підвищеними економічними показниками, тобто з високим ККД, прийнято схему за типом II. Вона дозволяє за збереження компактності конструкції нарощувати потрібну поверхню нагрівання. При цьому з урахуванням потрібного для технологічних процесів підвищення температури нагрітого повітря вище 100 °С необхідна відпрацьована ефективна система охолодження теплонапружених вузлів жарової труби. Вона повинна запобігати перегріву металу вище допустимої температури.

Проблемі підвищення надійності теплонапружених елементів конструкцій повітрянагрівачів при високій температурі нагріву повітря, камер згоряння газових турбін, їх експлуатаційним характеристикам присвячено багато теоретичних і експериментальних робіт [2, 4, 5, 9-13,16-20].

Метою роботи є обґрунтування прийнятих технічних рішень у розробленій конструкції високотемпературного повітрянагрівача з метою підвищення економічності та надійності його

роботи з рекуперативним нагріванням повітря вище 100 °С порівняно з відомими зразками.

Схема запропонованого теплогенератора. Повітрянагрівачі з нагріванням повітря для технологічних процесів характеризуються високою потужністю, значними кількостями повітря та великими габаритами. Нагрівання повітря в таких конструкціях до високої температури (близько 200 °С) потребує відповідно до вимог технологічних процесів додаткових заходів щодо забезпечення ефективності та надійності роботи повітрянагрівача протягом тривалого періоду експлуатації.

У роботі розглянуто нові технічні рішення конструктивної схеми високотемпературних повітрянагрівачів (другого типу теплогенераторів), які забезпечують підвищення економічності роботи та надійності конструкції протягом тривалої експлуатації. Такі рішення прийняті на підставі розрахункових і експериментальних досліджень та за результатами балансових і експлуатаційних випробувань і реалізовані в удосконаленій конструктивній схемі повітрянагрівача-теплогенератора ТГ [14] (рис. 4).

Порівняно з наведеними вище схемами повітрянагрівачів теплогенератор ТГ має такі переваги:

- глибоке охолодження димових газів і висока економічність;
- захист від конденсації за рахунок попереднього підігріву повітря в поворотній камері;
- висока температура нагрітого повітря завдяки остаточному його нагріву від топкової камери і вирішенні при цьому інтенсивного охолодження стінок топкової камери;
- підвищена надійність конструкції завдяки:
 - зниженню температури металу стінок поверхонь нагрівання жарової труби та поворотної камери, виготовлених із жаростійких сталей, нижче допустимої температури для довготривалої експлуатації цих сталей;
 - створення відокремленого трубного пучка на вході високотемпературних газів в димогарні труби першого конвективного пучка;
 - оригінальних вузлів компенсації теплових подовжень конструктивних елементів.

Підвищення економічності роботи повітрянагрівача досягається глибоким охолодженням димових газів повітрям з невисокою температурою та завдяки організації нагрівання

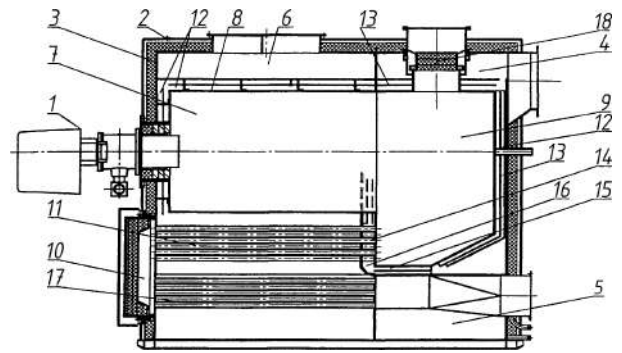


Рис. 4. Схема високотемпературного повітрянагрівача - теплогенератора ТГ:

1 – пальник; 2 – декоративний кожух; 3 – корпус повітряний; 4 – вхідна; 5 – поворотна; 6 – вихідна; 7 – газохід; 8 – жарова труба; 9 – перший поворотний газохід; 10 – другий поворотний газохід; 11 – перший пучок конвективного пакету; 12 – повітряні канали; 13 – проміжні екрани; 14 – відокремлений пучок димогарних труб; 15, 16 – повітряні канали відокремленого пучка; 17 – другий пучок конвективного пакету; 18 – вибуховий клапан (вентилятор подачі повітря у вхідну повітряну камеру не показано)

повітря за зустрічною схемою руху повітря і газів. Їх подають, відповідно, вентилятором та пальником з виходом нагрітого до високої температури повітря над жаровою трубою.

Основний холодний повітряний потік з вхідної повітряної камери 4 проходить в повітряні канали 12 першого поворотного газоходу 9. Далі цей потік проходить поворотну повітряну камеру 5, у якій омиває стінки каналу виходу димових газів, та по черзі між трубами другого 16 і першого 11 пучків димогарних труб конвективного пакету. Виходить повітря до повітряних каналів 12 жарової труби 8 і до вихідної повітряної камери 6. Пучки димогарних труб омиваються повітрям з зовнішнього боку за поперечною схемою. Продукти згоряння з камери згоряння – газоходу 7 – надходять спочатку в перший поворотний газохід 9, далі в перший пучок 11 димогарних труб конвективного пакету, другий поворотний газохід 10, другий пучок 17 димогарних труб і у вихідний канал димових газів.

Радіаційно-конвективне охолодження високонапружених поверхонь нагріву. Надійність тривалої експлуатації теплогенератора суттєво залежить від температур металу високонапружених елементів конструкції, рівень яких визначається системою охолодження поверхонь нагрівання повітряним потоком.

З метою визначення характеру процесів передачі теплоти при повітряному охолодженні теплонапружених високотемпературних поверхонь були проведені [12] спеціальні дослідження на моделях стінки жарової труби. Серйозною про-

блемою таких досліджень є створення в лабораторній установці теплових потоків до 70 кВт/м^2 , характерних для жарових труб. Для цього було вибрано метод нагріву стінки полум'ям газового пальника, ефективність якого підтверджено в роботі [1]. Дослідження тепловіддачі факела до поверхні показали, що факел полум'я суміші повітря-метан за схемою на рис. 5 створює теплові потоки понад 100 кВт/м^2 .

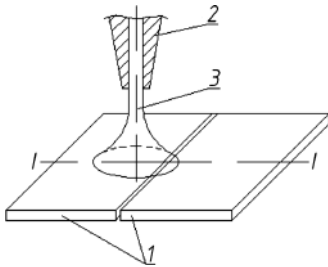


Рис. 5. Схема обтікання плоского зонда факелом полум'я:
1 – пластини; 2 – пальник газовий; 3 – факел;
I-I – лінія переміщення осі факелу

Стенд для дослідження високо-температурних режимів теплонапружених елементів конструкції теплогенератора є аеродинамічною трубою відкритого типу (рис. 6).

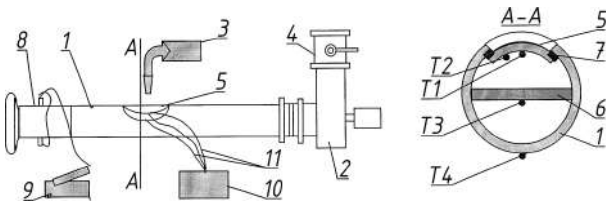


Рис. 6. Схема стенду для вивчення температурного режиму на моделях стінки жарової труби теплогенератора:

- 1 - корпус; 2 – вентилятор; 3 – пальник газовий;
- 4 – шибер; 5 – модель елемента стінки; 6 – екран;
- 7 – ізоляція; 8 – сопло вимірювальне; 9 – мікроманометр;
- 10 – вольтметр; 11 – термопари; T1...T4 – точки приєднання термопар

Модель теплонапруженої стінки теплогенератора – сталевая пластинка діаметром 70 мм, спрофільована вздовж твірної труби і притиснута до відповідного отвору в трубі через теплоізоляційну прокладку. Пластинка нагрівалася полум'ям зварювального газового пальника при максимальній витраті газу. Цей пальник розташований на відстані 70 мм від сопла до поверхні нагрівання. З метою вивчення променистого поглинання теплоти від пластинки навпроти її вздовж осі проточної частини встановлено сталевий екран, який також омивається холодним повітрям.

З урахуванням результатів дослідів на

моделях стінки в діапазоні швидкості повітря від 0 до 20 м/с (рис. 7) розроблено розрахункову модель теплопередачі в повітряних каналах теплогенератора, які огорожують теплонапружені поверхні нагрівання з метою їх охолодження.

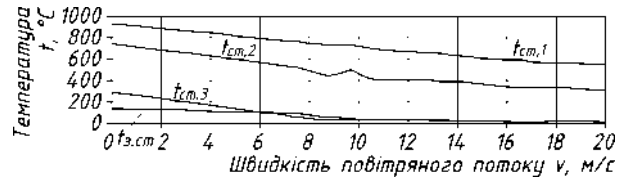


Рис. 7. Зміна температури металу нагрітої стінки від швидкості повітряного потоку (результати вимірювань).

На відміну від [6,16] у моделі, яка враховує стінку жарової труби, проміжний теплопоглинальний екран і зовнішній повітряний короб, розраховується сумісний вплив процесів променистого теплообміну й конвекції на температуру металу жарової труби. Розрахунковий аналіз схем перенесення теплоти шляхом випромінювання та конвекції виконано на розробленій комп'ютерній моделі за таких умов:

- величину теплового потоку для зразка теплогенератора прийнято 50 кВт/м^2 (максимальна температура металу жарової труби $900 \text{ }^\circ\text{C}$);
- витрата повітря в каналах постійна;
- швидкість повітряного потоку в каналах обернено пропорційна ширині повітряних каналів.

Розглянуто дві системи передачі теплоти (охолодження) жарової труби:

- плоскопаралельних тіл, розділених повітряним потоком;
- плоскопаралельних тіл з перегородкою – екраном між ними в повітряному потоці (рис. 8).

Як видно з графіків, при недостатньо ефективному охолодженні поверхонь нагрівання температура металу може перевищувати допустимий рівень для найбільш жаростійких сталей.

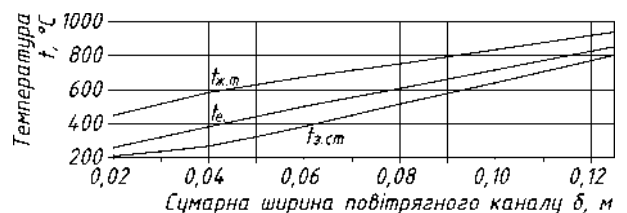


Рис. 8. Залежність температури металу стінки від ширини подвійного повітряного каналу для схеми „жарова труба – екран – зовнішня стінка повітряного каналу”

Надійність конструкції забезпечується за рахунок зниження температури металу стінок поверхонь нагрівання жарової труби та поворотної камери, виготовлених із жаростійких сталей, нижче допустимої температури для довготривалої експлуатації цих сталей. Це досягається завдяки тому, що названі поверхні нагрівання оточені каналами з високою швидкістю руху повітря, а в каналах встановлено проміжні теплопоглинальні екрани [13]. На поверхні жарової труби з повітряного боку розміщено турбулізатори [7].

У каналах, які складаються з внутрішніх поверхонь (радіаційні поверхні) і огорожувальних зовнішніх поверхонь, при температурі радіаційної поверхні понад $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ значна кількість теплоти передається випромінюванням на огорожувальні поверхні. Ці поверхні нагріваються до більш високої температури ніж температура повітря і передають теплоту до навколишнього середовища.

Наявність у каналі спеціально обробленого проміжного теплопоглинального екрану [23], який омивається повітрям з двох боків і має понижену температуру, сприяє зниженню температури радіаційних поверхонь. За результатами розрахунків, які підтверджені випробуваннями натурних зразків, найбільш ефективним для охолодження є подвійний канал, оптимальна сумарна ширина каналів якого становить 40 мм, а швидкість повітря в них досягає 21 м/с.

Конвективна поверхня. Економічність теплогенератора, тобто глибина охолодження продуктів згоряння, визначається ефективністю конвективної поверхні нагріву (пакету димогарних труб).

У конструкції застосовуються димогарні труби з утвореними шляхом локального обтискування внутрішніх кільцевих виступів – турбулізаторів. Тепловіддача димові газу-стінка труби для таких поверхонь залежно від геометричних параметрів турбулізаторів зростає в 2-3 рази [8].

Необхідна глибина охолодження газів (з $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, коефіцієнт корисної дії 93 %) забезпечується за рахунок довжини шляху газів у димогарних трубах. За швидкості димових газів 10 м/с довжина труб повинна становити 4,4 м.

Відповідність конструктивної довжини теплогенератора і необхідної довжини шляху газів узгоджується за рахунок організації декількох ходів газів у пакеті та підбору діаметра димогарних труб з потрібною інтенсивністю турбулізації газового потоку [11] (рис. 9),

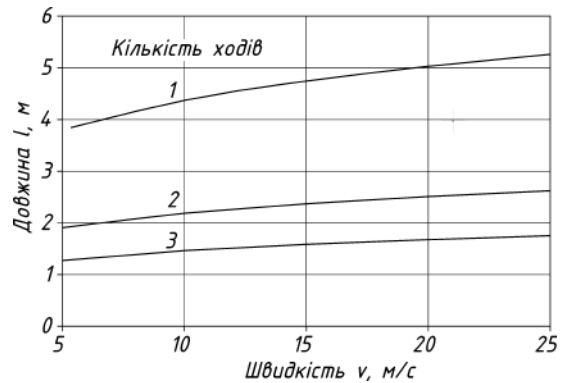


Рис. 9. Довжина конвективного пакета (одно-, дво-, триходового залежно від швидкості димових газів (діаметр димогарних труб $45 \times 1,5$ з кільцевими турбулізаторами з параметром $d/D = 0,86$)

Вхідна ділянка труб. Зниження температури металу трубної дошки і вхідних ділянок труб на вході високотемпературних газів до першого трубного пучка конвективного пакету вирішено за рахунок створення в цій зоні відокремленого трубного пучка. Повітря на охолодження цього пучка подається байпасним потоком повітряного тракту. Байпасний потік відокремлюється від основного в нижній поворотній повітряній камері 5, проходить в окремий канал 15 для подання повітря в повітряний канал 16 відокремленого пучка з коротких димогарних труб 14, омиває його й об'єднується на виході перед жаровою трубою 8 з основним потоком повітря. Подача повітря з великою витратою знижує загальний рівень температури повітря в пучку, а висока швидкість повітря забезпечує інтенсивне охолодження цієї найбільш теплонапруженої поверхні нагрівання.

Суттєве значення для температурного режиму металу труб має форма вхідної кромки на вході в трубу. Дослідження процесу теплообміну вхідних ділянок труб [9] показало, що наявність гострої вхідної кромки з кутом 90° приводить до відриву потоку, утворенню завихрення і підвищення локальної тепловіддачі майже у два рази. Плавний вхід в канал [10] забезпечує ламінарний режим течії в приміжовому шарі і знижує рівень тепловіддачі навіть порівняно з ділянкою стабілізації. У зв'язку з цим вузол кріплення труб до трубної дошки виконується з заокругленням.

Для прийняття конструктивних рішень щодо вузла відокремленого трубного пучка конвективного пакету на підставі аналізу наукових досліджень тепловіддачі початкових ділянок труб було розроблено розрахункову модель температурних характеристик вхідної ділянки димогарних труб теплогенератора при різних режимах тепловіддачі. За умови наявності початкових ділянок димогарних труб

з турбулізацією потоку газів (кільцевою накаткою) виникає нерівномірність підігрівання повітря за їхньою довжиною. Це призводить до зростання температури металу вище допустимої в теплонапружених місцях елементів конструкції, наприклад на трубній дошці з боку камери згоряння, на виході жарової труби. Одним із основних факторів, що впливає на рівномірність підігрівання повітря вздовж конвективної частини, є конфігурація початкової ділянки димогарних труб на вході продуктів згоряння з топкової камери (рис. 10).

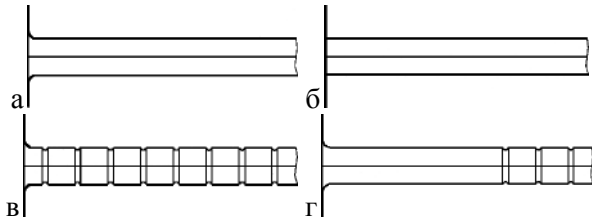


Рис. 10. Типи входних ділянок димогарних труб:
1 – вхід з гострим краєм гладкої труби; 2 – вхід з профільним краєм гладкої труби; 3 – вхід з профільним краєм труби з кільцевими турбулізаторами; 4 – вхід з профільним краєм гладкої труби та труби з кільцевою накаткою

Найбільш проблемним фактором для початкової ділянки димогарних труб є висока температура підігріву повітря і в деякій мірі – підвищена температура металу. Ефективним засобом зниження температур є подача збільшеної кількості повітря на перші від входу ділянку труб. За збільшеної у два рази подачі повітря температурою 40 °С на ділянку завдовжки 0,1 м відокремленого пучка труб розглянуто вплив на її тепловіддачу (рис. 11) при трьох варіантах конфігурації [13]:

1. Труба з кільцевими турбулізаторами;
2. Комбінація гладкої труби з плавним входом з ламінарним рухом продуктів згоряння з подальшим розташуванням турбулізаторів;
3. Комбінація послідовно розташованих кільцевих турбулізаторів різної інтенсивності – різними параметрами d_m/d .

За отриманими результатами допустима для експлуатації температура елементів конструкції забезпечується:

- при інтенсивнішому охолодженні повітрям ділянки відокремленого пучка труб;
- виконанні на початковій ділянці кільцевих турбулізаторів послідовно меншої (на довжині 0,5 м) і більшої інтенсивності.

Негативний вплив різниці температурних подовжень жарової труби і димогарних труб конвективного пакету усувається оснащенням поперечної трубної дошки оригінальним вузлом компенсатора теплових подовжень.

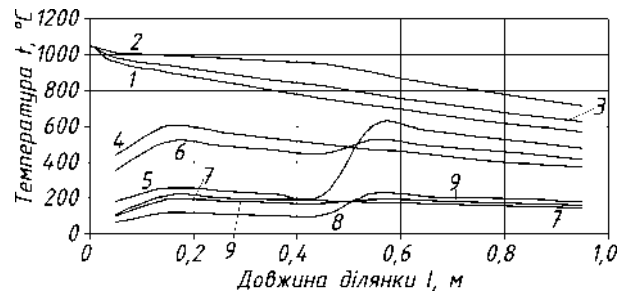


Рис. 11. Температури газів, металу стінок і повітря на початковій ділянці димогарних труб (при різних варіантах конфігурації):
1 - 3 – температура газів; 4-6 – температура металу стінок; 7-9 – температура повітря; 1, 4, 7 – труба з кільцевими турбулізаторами –стабілізований турбулентний потік;
2,5,8 – труба комбінована з гладкої ділянки з профільованим входним краєм та ділянки з кільцевими турбулізаторами; 3,6,9 – труба з різним діаметром турбулізаторів ($d_r/d=0,86$ і $d_r/d=0,95$)

Впровадження. Наведені вище технічні рішення реалізовано в конструкції високо-температурних повітрянагрівачів-газових теплогенераторів ТГ-0,95-200, ТГ-1,9-200 і ТГ-2,4-200 з температурою нагріву повітря 200 °С. При цьому максимально допустима температура дорівнює 220 °С [14]. Промислове виготовлення цих теплогенераторів впроваджено на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька обл.) за співпраці фахівців заводу і Науково-дослідного інституту санітарної техніки обладнання будівель і споруд (м. Київ). За технічними рішеннями спеціалістів заводу теплогенераторами ТГ комплектуються нові високоефективні сушильні установки. Теплогенератори ТГ забезпечують [22]:

- високий експлуатаційний коефіцієнт корисної дії теплогенератора (92...93%);
- підвищення продуктивності сушильної установки;
- зниження собівартості продукції;
- зниження питомого споживання умовного палива;
- зниження виробничих витрат;
- технологічність виробничого процесу;
- вивільнення пари для інших виробничих потреб.

Теплогенератори в складі сушильних установок впроваджено в експлуатацію на підприємствах харчової промисловості України та інших держав.

Тривала експлуатація теплогенераторів ТГ підтвердила високу економічність роботи та надійність конструкції для забезпечення технологічного процесу сушіння. Зокрема, теплогенератор ТГ на Шосткінському гормо-

лкомбінаті (Україна) забезпечує бевідмовну роботу сушильної установки протягом 14 років у режимі 20 год/добу цілодобово.

Висновки. Розроблена на базі типового теплогенератора для повітряного опалення конструкція теплогенератора для сушильних установок з робочою температурою нагріву повітря до 200 °С (максимально допустима температура складає 220 °С) вирізняється високою економічністю і надійністю. Особливості теплогенератора – попередній підігрів повітря в високотемпературній зоні при прямо-течійному русі та протитечійний і перехресний хід в трубному пучку, а також остаточний нагрів до 200 °С від жарової труби. Це дозволило ефективно впровадити цю конструкцію на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод». З 2002 року вироблено 135 теплогенераторів,

які впроваджено в експлуатацію в складі сушильних установок на підприємствах харчової промисловості України, Білорусії, Російської Федерації, Азербайджану, Туркменістану, Киргизстану, Узбекистану та Польщі. Реконструкція установок сушильних розпилювальних із застосуванням теплогенераторів забезпечує зниження собівартості та покращення якості готового продукту, збільшення продуктивності на 10-30 %, а також зниження витрати на енергоносії до 50 %. Підтверджена надійна і економічна робота теплогенераторів протягом тривалого періоду експлуатації. Так, теплогенератор ТГ на Шосткінському гормолкомбінаті (Україна) забезпечує бевідмовну роботу сушильної установки протягом 14 років у режимі 20 год/добу цілодобово.

Література

1. Андерсон. Теплоотдача факела, поперечно обтекающего плоскую и цилиндрическую поверхности / Андерсон, Стресино // Transactions of TUGASME. Series C. Труды американского общества инженеров-механиков (перевод на рус.). Теплопередача. – 1963. – Т. 85, Серия С. – № 1. – С. 61-68.
2. Богачев В.А. Основы контроля тепловой неравномерности пароперегревателей из аустенитных сталей с помощью ферритометра / В.А. Богачев, Д.С. Змиенко // Теплоэнергетика. – 2012. – № 4. – С. 14-21.
3. Вестергаард Вагн. Технология производства сухого молока. Выпаривание и распылительная сушка / Вагн Вестергаард. – Копенгаген: Niro AS, 2003. – 75 с.
4. Гецов Л.Б. Комплексный метод расчета высокотемпературной газовой коррозии деталей и узлов ГТУ / Л.Б. Гецов // Энергомашиностроение. Тяжелая промышленность. – 1995. – № 9. – с. 2-5.
5. Злепко В.Ф. Жаростойкость пароперегревательных труб в зависимости от вида сжигаемого топлива / В.Ф. Злепко, В.А. Локшин // Теплоэнергетика. – 1973. – № 5. – С. 66-70.
6. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
7. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – Москва: Машиностроение, 1972. – 234 с.
8. Кошкин В.К. Теплообменные аппараты и теплоносители (теория и расчет) / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин. – Москва: Машиностроение, 1971. – 200 с.
9. Легкий В.М. Локальный теплообмен в начальном участке трубы с острой кромкой. 2. Поправка на начальный участок при турбулентном течении в пограничном слое / В.М. Легкий, В.А. Рогачов // Инженерно-физический журнал. – 1993. – Т. 65. – № 2. – С. 139-143.
10. Легкий В.М. Теплообмен на термическом начальном участке при стабилизированном турбулентном течении воздуха в круглых трубах и прямоугольных каналах / В.М. Легкий, А.С. Макаров // Инженерно-физический журнал. – 1971. – Т. 20, № 2. – С. 215-223.
11. Макаров А.С. Аналіз теплової схеми газових високотемпературних повітонагрівачів / А.С. Макаров, М.П. Сенчук // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка: наук.-техн. зб. – Київ, 2004. – №19. – С. 51-54.
12. Макаров А.С. Розрахунковий аналіз температури напружених поверхонь нагрівання високотемпературних повітонагрівачів / А.С. Макаров, М.П. Сенчук // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка: наук.-техн. зб. – Київ, 2005. – № 20. – С. 67-70.
13. Макаров А.С. Температурний режим вхідної ділянки труб конвективної частини високотемпературних повітонагрівачів / А.С. Макаров, М.П. Сенчук / Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка: наук.-техн. зб. – Київ, 2006. – № 23. – С. 105-112.
14. Патент на винахід 84734 Україна МПК (2006) F24H 3/02 F23L 15/04 (2006.01). Повітонагрівач/Макаров А.С., Сенчук М.П., Ходос А.І., Кирієнко М.О.; власник Науково-технічне товариство «Бірюза-4» – № а 2006 09105 ; заявл. 16.08.2006; права на винахід 25.11.2008, опубл. 25.11.2008, бюл. № 22. – 2 с.
15. Переработка молока / APV Angydro A/S/ Dryng & Evaporation. – 2002. – № 1. – С. 6 -7.
16. Пчелкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей / Ю.М. Пчелкин. – Москва: Машиностроение, 1984. – 280 с.

17. Сторожук Я.П. Расчет температуры металла пламенной трубы / Я.П. Сторожук, В.И. Антоновский // Труды ЦКТИ. – 1967. – № 57. – С. 156-173.
18. Сударев А.В. К расчету температуры стенки пламенной трубы камеры сгорания ГТУ / А.В. Сударев // Энергомашиностроение. Тяжелая промышленность. – 1965. – № 8. – С. 15-17.
19. Блох А.Г. Теплообмен излучением: справочник / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. – Москва: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
20. Тюльпин К.К. Жаростойкость котельных сталей в среде продуктов твердого, жидкого и газообразного топлива / К.К. Тюльпин, А.И. Максимов // Теплоэнергетика. – 1971. – № 8. – С. 6-9.
21. Гришин М.А. Установки для сушки пищевых продуктов: справочник / М.А. Гришин, В.И. Атаназевич, Ю.Г. Семенов. – Москва: Агропромиздат, 1989. – 166 с.
22. Ходос А.И. Снижение себестоимости производства сухих молочных продуктов / А.И. Ходос, М.А. Кириенко // Производственно-практический журнал «Молочное дело». – Київ, 2002. – № 1. – С. 3-8.
23. Шнейдлин А.Е. Излучательные свойства твердых материалов / А.Е. Шнейдлин. – Москва: Энергия, 1974. – 324 с.

References

1. Anderson, Stresino. “Teplootdacha fakela, poperechno obtekaiushchego ploskuiu i tsilindricheskuiu poverkhnosti”. *Transactions of TUGASME. Series C. Trudy amerikanskoho obshchestva inzhenerov-mekhanikov (perevod na rus.). Teploperedacha*. 1963. T. 85, Seriya S. № 1. S. 61-68.
2. Bogachev V.A., Zmiienko D.S. “Osnovy kontroliia teplovoi neravnomernosti paroperehrevatelei iz austenitovykh stalei s pomoshchiu ferritometra”. *Teploenerhetika*. 2012. № 4. С. 14-21.
3. Vestergaard Vagn. *Technologiia proizvodstva sukhogo moloka. Vyparivanie i raspylitelnaia sushka*. Niro AS, 2003.
4. Gezov L.B. “Kompleksnyi metod rascheta vysokotemperaturnoi gazovoi korrozii detalei i uzlov HTU.” *Energomashinostroiennii. Tiazhelaia promyshliennost*. 1995. № 9. S. 2-5.
5. Zlepko V.F., Lokshin V.A. “Zharostoikost paroperegrevatelnykh trub v zavisimosti ot vida szhigaemogo topliva”. *Teploenerhetika*. 1973. № 5. S. 66-70.
6. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha*. Energoizdat, 1981.
7. Kalinin E.K., Dreizer H.A., Yarkho S.A. *Intensifikaziia tieploobmienna v kanalakh*. Mashinostroiennii, 1972.
8. Koshkin V.K., Kalinin E.K. *Teploobmennye apparaty i teplonositeli (teoriia i raschet)*. Mashinostroiennii, 1971.
9. Lehkii V.M., Rohachov V.A. “Lokalnyi tieploobmen v nachalnom uchastke truby s ostroi kromkoi. 2. Popravka na nachalnyi uchastok pri turbulentnom techenii v pogranichnom sloe”. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*. 1993. T. 65. № 2. S. 139-143.
10. Lehkii V.M., Makarov A.S. “Teploobmen na termicheskom nachalom uchastkie pri stabilizirovannom turbulentnom techenii vozdukha v krugykh trubakh i priamougolnykh kanalakh”. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*. 1971. T. 20. № 2. S. 215-223.
11. Makarov A.S., Analiz teplovoi skhemy hazovykh vysokotemperaturnykh povitronahrivachiv/ A.S. Makarov M.P. // *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*. 2004. №19. С. 51-54.
12. Makarov A.S., Senchuk M.P. “Rozrakhunkovyi analiz temperatury napruzhenykh poverkhon nahrivannia vysokotemperaturnykh povitronahrivachiv”. *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*. 2005. № 20. S. 67-70.
13. Makarov A.S., Senchuk M.P. “Temperaturnyi rezhym vkhidnoi dilianky trub konvektyvnoi chastyny vysokotemperaturnykh povitronahrivachiv”. *Budivelni materialy, vyroby ta sanitarna tekhnika*. 2006. № 23. S. 105-112.
14. Makarov A.S., Senchuk M.P., Khodos A.I., Kiriienko M.O. “Povitronahrivach”. Patent of Ukraine 84734. 25.11.2008.
15. Pererabotka moloka / APV Angydro A/S/ Dryng & Evaporation. 2002. № 1. S. 6 -7.
16. Pchelkin Yu.M. *Kamery sgoraniia gazoturbinykh dvigatelei*. Mashinostroiennii, 1984.
17. Storozhuk Ya.P., Antonovskii V.I. “Расчет температуры металла пламенной трубы”. *Trudy ZKTI*. 1967. № 57. S. 156-173.
18. Sudarev A.V. “K raschetu temperatury stenki plamennoi truby kamery sgoraniia HTU”. *Energomashinostroiennii. Tiazhelaia promyshliennost*. 1965. № 8. S. 15-17.
19. Blokh A.H., Khuravlev Yu.A., Ryzhkov L.N. *Teploobmen izlucheniiem: spravochnik*. Energoatomizdat, 1991.
20. Tiulpin K.K., Maksimov A.I. “Zharostoikost kotelnykh stalei v sredie produktov tverdogo, zhidkogo i gazoobraznogo topliva”. *Teploenergetika*. 1971. № 8. S. 6-9.
21. Grishin M.A., Atanazevich V.I., Semenov Yu.H. *Ustanovki dla sushki pishchevykh produktov: spravochnik*. Agropromizdat, 1989.
22. Khodos A.I., Kiriienko M.A. “Snizhenie sebestoimosti proizvodstva sukhikh molochnykh produktov”. *Molochnoe delo*. 2002. № 1. S. 3-8.
23. Shneidlin A.E. *Izluchatelnie svoistva tverdyykh materialov*. Energiia, 1974.

УДК 662.995

Повышение эффективности технологической схемы промышленного высокотемпературного воздушонагревателя

А. С. Макаров¹, М. П. Сенчук², А. І. Ходос³, М. О. Кириенко⁴

¹к.т.н., ст. науч. сотр., ПрАТ «Калиновский машиностроительный завод», г. Калиновка, Украина, makarov.anatoly@kmbp.com.ua.

²к.т.н., доц., Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, smp_21@ukr.net.
ORCID: 0000-0001-8968-7336.

³председатель наблюдательного совета ПрАТ «Калиновский машиностроительный завод», khodos@kmbp.com.ua

⁴заместитель директора ПрАТ «Калиновский машиностроительный завод», mihail_kirienko@ukr.net

***Аннотация.** Проанализированы две типовые схемы нагрева воздуха в газомазутных воздушонагревателях (теплогенераторах), конструктивное отличие которых заключается в различном взаимном расположении жаровой трубы-камеры сгорания и конвективной поверхности нагрева (дымогарных труб). Описана усовершенствованная конструктивная схема разработанного высокотемпературного воздушонагревателя-теплогенератора с нагревом воздуха для технологических процессов сушки. Отмечены основные технические и эксплуатационные преимущества принятой схемы нагрева воздуха, которая отличается высокой экономичностью и надёжностью. Рассмотрены новые технические решения в разработанной конструкции теплогенератора ТГ направленные на повышение его эффективности и надёжности при длительной эксплуатации. Принятие этих решений обосновано на основании лабораторных и расчётных исследований. Приведена схема огневого стенда по изучению процесса отвода теплоты от теплонапряжённых поверхностей нагрева путём радиационно-конвективной теплопередачи с применением теплопоглощающих экранов. Описаны сконструированные системы охлаждения жаровых труб теплогенераторов на основании стендовых исследований и разработанной соответствующей расчётной модели. Приведены расчётные зависимости изменения температуры металла нагретых стенок от скорости воздушного потока в одинарном канале и от ширины двойного воздушного канала с теплопоглощающим экраном. Показаны результаты расчётных исследований с целью оптимизации конвективной поверхности нагрева и входных участков дымогарных труб в виде зависимостей изменения длины конвективных пакетов в зависимости от скорости дымовых газов, температуры газов, металла стенок и воздуха на начальном участке дымогарных труб при различных вариантах ее конфигурации. Реализованы запатентованные технические решения в конструкциях промышленно внедрённых высокотемпературных воздушонагревателей – газовых теплогенераторов ТГ-0,95-200, ТГ-1,9-200 и ТГ-2,4-200 с температурой нагрева воздуха 200 °С. Подтверждена их высокая экономичность и надёжность в течение многолетней эксплуатации в составе сушильных установок на предприятиях пищевой промышленности Украины, Белоруссии, Российской Федерации, Азербайджана, Узбекистана, Туркменистана, Кыргызстана, Польши.*

***Ключевые слова:** высокотемпературный воздушонагреватель, теплогенератор, схема нагрева воздуха, технологический процесс сушки, нагретый воздух*

UDC 662.995

Improving the efficiency of the technological scheme of industrial high-temperature air heater

A. Makarov¹, M. Senchuk², A. Khodos³, M. Kirienko⁴

¹PhD, SRF, PJSC "Kalinov Machine-Building Plant", Kalinovka, Ukraine, makarov.anatoly@kmbp.com.ua.

²PhD, associate professor., Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, smp_21@ukr.net.
ORCID:0000-0001-8968-7336

³Deputy Director for Research, Scientific and Technical Center "BIRYuZA", Kyiv, Ukraine, khodos@kmbp.com.ua

⁴Head of the dairy equipment department, Scientific and Technical Center "BIRYuZA", Kyiv, Ukraine, mihail_kirienko@ukr.net

Abstract. Two typical schemes of air heating in gas-oil air heaters (heat generators) are analyzed, the structural difference of which is characterized by the mutual location of the fire tube - combustion chamber and convective heating surface (chimneys). The improved constructive scheme of the developed high - temperature air heater - heat generator with air heating for technological processes of drying is described. The main technical and operational advantages of the accepted scheme of heating of air which differs in high economy and reliability are noted. New technical solutions in the developed design of the TG heat generator are considered for the purpose of increase of its efficiency and reliability at long operation. The adoption of these decisions on the basis of laboratory and computational research is substantiated. The scheme of the fire stand on studying the process of heat removal from heat-stressed heating surfaces by radiation-convective heat transfer with the use of heat-absorbing screens is given. Designed cooling systems for heat pipes of heat generators are described on the basis of bench researches and the calculation model is developed. The calculated dependences of the change in the temperature of the metal of the heated walls on the velocity of the air flow in a single channel and on the width of the double air channel with a heat-absorbing screen are given. The results of calculation researches for the purpose of optimization of a convective surface of heating and entrance sites of chimneys in the form of dependences of change are shown: length of convective packages depending on speed of flue gases; temperature of gases, metal of walls and air on the initial section of chimneys at various options of its configuration. Patented technical solutions in the designs of industrially implemented high-temperature air heaters - gas heat generators TG-0.95-200, TG-1.9-200 and TT-2,4-200 with an air heating temperature of 200 oC have been implemented. Their high efficiency and reliability during many years of operation as a part of drying installations at the enterprises of the food industry of Ukraine, Belarus, the Russian Federation, Azerbaijan, Uzbekistan, Turkmenistan, Kyrgyzstan, Poland are confirmed.

Keywords: high-temperature air heater, heat generator, air heating scheme, technological process of drying, heated air

Надійшла до редакції / Received 06.11.2021

УДК 62-664.2

Технологічні параметри процесу спалювання бурого вугілля у вихровій топці

В.І. Норчак¹¹ асп. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID 0000-0003-4048-7159

Анотація. Наведено результати чисельного розрахунку параметрів процесу спалювання бурого вугілля у вихровій топці із зустрічними закрученими потоками. Фракційний склад палива змінюється від 25 мкм до 250 мкм. Виконано порівняння схем подачі паливоповітряної суміші знизу і згори топки. Показано, що подача палива знизу топки забезпечує видалення золи у твердому вигляді у верхній частині топки, призводить до більш рівномірного розподілу температури топкових газів всередині топкового об'єму та зменшення вмісту коксу в частинках палива під час спалювання бурого вугілля. Результати чисельного моделювання процесів спалювання бурого вугілля у вихровій топці із зустрічними потоками показують, що серед розглянутих трьох схем кращі характеристики має третя схема з нижньою подачею палива і видаленням золи у твердому вигляді згори топки. При цьому, забезпечується 99,4 % уловлювання частинок, які не накопичуються в топковому об'ємі через вилучення золи. Однак механічний недопал частинок коксу діаметром від 25 мкм до 250 мкм, що уловлюються, становить 8,1 % та вимагає допалювання. Друга схема не забезпечує ефективне спалювання вугілля через накопичення частинок у топковому об'ємі.

Ключові слова: зустрічні вихрові потоки, розподіл температур газів в топці, буре вугілля.

Вступ. Україна посідає сьоме місце в міжнародному переліку країн за кількістю запасів вугілля на території країни. Оптимальне використання даного природного ресурсу є запорукою активного розвитку промисловості та основою для підвищення енергетичної незалежності країни.

Актуальність дослідження. На території України знаходяться великі поклади вугілля, тому історично даний вид палива був основою енергетичного сектору економіки. Незважаючи на великий досвід, на сьогодні не встановлено оптимальний шлях спалювання вугілля. Навіть незначні зміни у конструкції твердопаливних топковок значною мірою впливають на ефективність процесу теплопередачі всередині котлоагрегатів. Тому дослідження різних конструктивних особливостей топковок є актуальним і перспективним.

Останні дослідження та публікації. Запаси бурого вугілля (лігніту) в Україні в Мокрокальгорском родовищі становить близько 7,76 млн. т [1]. Видобуток бурого вугілля в 60-80 роки 20 століття в Україні становив 10 млн. т., в Німеччині 183 млн. т, Китаї 147 млн. т.

Склад бурого вугілля такий: 50...77 % вуглецю, 20...30 % вологи і до 50 % летких. Теплоота згорання становить близько 20...26 МДж/кг. Наявність вологи, що утворюється при спалюванні золи, ускладнює процес спалювання бурого вугілля в топках з малим топковим об'ємом.

Ефективне спалювання бурого вугілля забезпечується в механічних топках ТШПМ,

ТЛЗМ, ТИЗМ, ТЛПХ з ротаційним закиданням (ПМЗ-РПК). Спалювання бурого вугілля має вихід летких $V^e = 11...45\%$ і зольність $A^e = 8...35\%$. Найбільш ефективним є спалювання кам'яного вугілля з виходом летких $V^e = 25\%$ (марки вугілля Г, Д, Ж) і бурого вугілля з теплоото згорання $Q_{н}^p > 12600$ кДж/кг. Вологість палива при невисокій зольності не лімітує топкові процеси, якщо паливо проходить через живильники закидувача. Важко забезпечити ефективне спалювання високовологого та багатозольного бурого вугілля через складність видалення золи з топки. При цьому підігрів дуттьового повітря до 170 °С інтенсифікує топкові процеси.

Суттєво впливає на робочі процеси фракційний склад бурого вугілля. При зниженні теплоти згорання бурого вугілля або сланцю можливе спільне спалювання кам'яного вугілля та сланцю [3] в топках котла ТП-101. Можливе і спільне спалювання бурого вугілля з біомасою [4]. Однак сучасні котельні агрегати не забезпечують стійкого займання і горіння бурого вугілля. У зв'язку з цим застосовується підсвічування факела високореакційним паливом (мазутом або газом). Це призводить до підвищених викидів в атмосферу CO , NO_x і SO_x . При цьому істотним є зниження механічного недопалу, яке визначає споживання палива. Тому підвищуються вимоги до організації процесу паливо-приготування. Тонкий помел палива забезпечує вихід летких і високу швидкість вигорання коксу.

Спалювання бурого вугілля у вихрових топках дозволяє забезпечити стабілізацію процесу

горіння твердого палива і знизити втрати від механічного недопалу.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є визначення оптимального варіанту конструкції топки із зустрічними вихровими потоками для спалювання вугілля. При цьому розглядається залежність розподілу температури газу всередині топки та траєкторії частинок бурого вугілля залежно від масової долі коксу.

Основна частина. У даній роботі при математичному описі фізико-хімічних процесів в топці приймалися такі основні припущення:

- потік носійного газового середовища тривимірний, хімічно реагує, квазістаціонарний, нестисливий, турбулентний, багатокомпонентний, швидкість газофазних хімічних реакцій нескінченно велика;
- газова суміш знаходиться в стані термодинамічної рівноваги;
- плавучість, об'ємну в'язкість, в'язке нагрівання не враховано;
- частинки бурого вугілля сферичні, полідисперсні;
- об'єм, який займають частинки, не враховано;
- горіння торф'яних частинок передбачає процеси виходу та займання летких і вигорання коксового залишку;
- теплообмін випромінюванням слід враховувати;
- турбулентність ізотропна;
- частинки не впливають на параметри турбулентності;
- враховується турбулентне розсіювання частинок.

Пилепаливна аеросуміш моделювалася як двофазна суміш з ейлеровим описом газової фази (суцільне середовище) і лагранжевим описом руху частинок вугілля (траєкторна модель). Взаємодія фаз враховувалася на основі моделі «частинка - джерело в осередку» [6], відповідно до якої присутність частки в потоці проявляється через додаткові джерела в рівняннях збереження суцільної фази. Вважалося, що миттєвий термохімічний стан потоку однозначно визначається консервативною скалярною величиною – безрозмірною функцією Шваба – Зельдовича f , яка має значення масової частки відновленого палива. Взаємодія хімічних процесів і турбулентності описувалася статистично за допомогою функції густини розподілу ймовірності.

За наведених вище припущень поведінка газової фази описується системою диференціальних рівнянь у похідних, що складаються з

усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, двох рівнянь диференціальної моделі турбулентності k - ϵ типу [7], рівнянь збереження для безрозмірних функцій Шваба – Зельдовича f_n і для пульсацій цих функцій $g_n = f_n'^2$ [8] та інтегро-диференціального рівняння переносу випромінювання [9].

Дискретизація вихідних диференціальних рівнянь у похідних проводилася методом контрольних об'ємів із застосуванням схеми першого порядку точності для апроксимації конвективних членів. Метод об'ємного контролю використовувався також у роботах [10, 11, 12]. Розв'язки знаходяться в результаті розв'язання систем лінійних алгебраїчних рівнянь за методом Гаусса-Зейделя з використанням алгоритму SIMPLE [7]. Інтегро-диференціальне рівняння вирішувалося методом сферичних гармонік [8]. Інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь здійснювалося методом Рунге-Кутта. Для розрахунку умов хімічної рівноваги використовувався алгоритм, заснований на мінімізації вільної енергії Гіббса.

На межах розрахункової області задавалися такі граничні умови суцільної фази:

- на вхідних ділянках – значення незалежних змінних;
- на стінках – умови прилипання;
- на вихідній області – «м'які» граничні умови.

Для опису турбулентного примежового шару застосовувалися емпіричні пристінкові функції [6]. При моделюванні дискретної фази задавалися початкові умови для кожної розрахункової частинки:

- стан частинки – координати x_j , м;
- її швидкість – компоненти u_{ps} , м/с;
- діаметр, м
- температура, К
- масова витрата частинок, що прямують уздовж траєкторії.

Також враховано, що при зіткненні зі стінками частинки пружно відбиваються від них. Більш докладний опис математичної моделі наведено в [5]. В основу створення топки із зустрічними закрученими потоками покладено дослідження [6].

Результати та їх відображення. Розглянуто топку згідно з рис. 1. У роботі розглядалися три технологічні схеми. Перша схема (рис. 1а) характеризується подачею палива згори топки, а вторинного повітря – знизу. Друга схема (рис. 1б) відрізняється нижньою подачею палива, а вторинного повітря – знизу топки. Видалення золи відбувається в рідкому вигляді знизу топки.

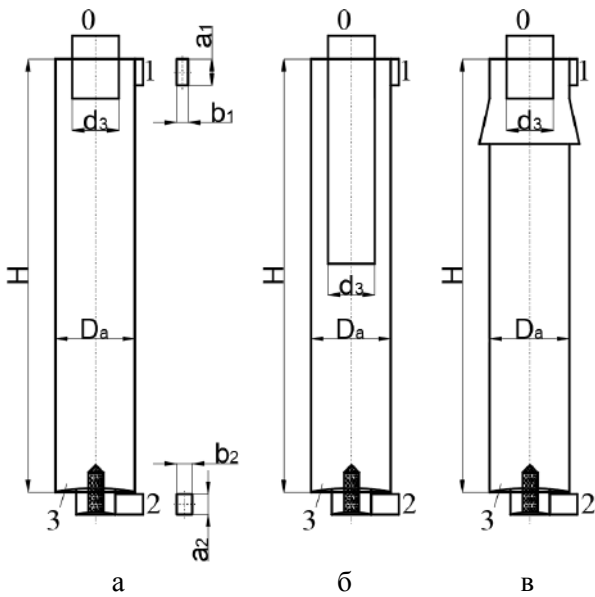


Рис. 1. Конструкція камери згоряння із зустрічними вихровими потоками: а – схема I (табл.); б – схема II (табл.); в – схема III (табл.):
 1 – подача повітряної суміші;
 2 – подача вторинного повітря;
 0 – випускний вихід пічного газу;
 розміри завихрювачів: $a_1 = 0,198$ м,
 $b_1 = 0,06$ м; $a_2 = 0,15$ м, $b_2 = 0,05$ м

Третя схема (рис. 1в) відрізняється подачею палива знизу, а вторинного повітря зверху топки. Видалення золи відбувається зверху топки в твердому вигляді.

Теплова потужність топки становить 2,5 МВт. У топці спалюється пиловидне паливо розміром від 25 мкм до 250 мкм, середній розмір частинок складає 57 мкм.

За результатами моделювання технологічні параметри досліджуваних схем відповідають

табл. 1. Також отримано розподіл температури газу у поздовжньому перерізі топки (рис. 2) та траєкторії частинок бурого вугілля з початковим діаметром 25 мкм, які пофарбовано за масовою часткою коксу в їхньому складі (рис. 3). Порівняння теплової схеми з верхньою та нижньою подачею палива показує, що ступінь вигорання коксу становить 93,9 % (схема I) і 92,5 % (схема II), а недопал частинок коксу, які уловлюються, становить 3,04 % (схема I) і 3,7 % (схема II). При цьому, спостерігається винесення частинок 19,2 % (схема II) і витання 80 % маси частинок в топковому об'ємі.

Для схеми III значення характеристик становить відповідно: винесення частинок – 0,4 %, витання часток (рис. 2) – 0,2 %, ступінь вигорання коксу – 83,8 %. При рециркуляції частинок в топці кокс буде вигорати повністю. Відмінністю схеми II є наявність холодної зони і можливість реалізувати тверде шлаковидалення при високотемпературному процесі спалювання твердого палива.

Основна проблема, яка виникає в процесі спалювання вугілля при нижній подачі палива за схемою II, – це тривале витання часток золи у верхній зоні топки, збільшення їхньої концентрації, складність видалення і порушення процесу горіння. У схемі III ця проблема вирішується шляхом конструктивної зміни технологічної схеми і встановлення кільцевої щілини та конфузора у верхній частині топки, через яку видаляється зола і незгорілі частинки, що потім повертаються в топку для допалювання. Не згорілі частинки палива вловлюються також у сепараторі та повертаються до топки. Це забезпечує циркуляцію частинок.

Таблиця

Порівняння схем камери згоряння

Схе-ма	Крес-лення	Подача		Видалення золи		Тем-пе-ра-тура топ-кових газів на ви-ході, °С	Вигоран-ня, %		Меха-нічний недо-пал час-тинок, що вло-влю-ються, %	Улов-лю-вання час-тинок на ви-ході, %	Накопичення в топковому об'є-мі частинок па-лива, що вита-ють тривалий час і ускладню-ють процес го-ріння, %
		палива	повітря	стан	поло-жен-ня		лет-ких	кокс-у			
I	Рис. 1а	верхня	знизу	–	–	1888	100	93,9	3,04	100	0
II	Рис. 1б	нижня	знизу	рідкий	знизу	1919	100	92,5	3,7	0,8	80
III	Рис. 1в	нижня	згори	твердий	згори	1870	100	83,8	8,1	99,4	0,2

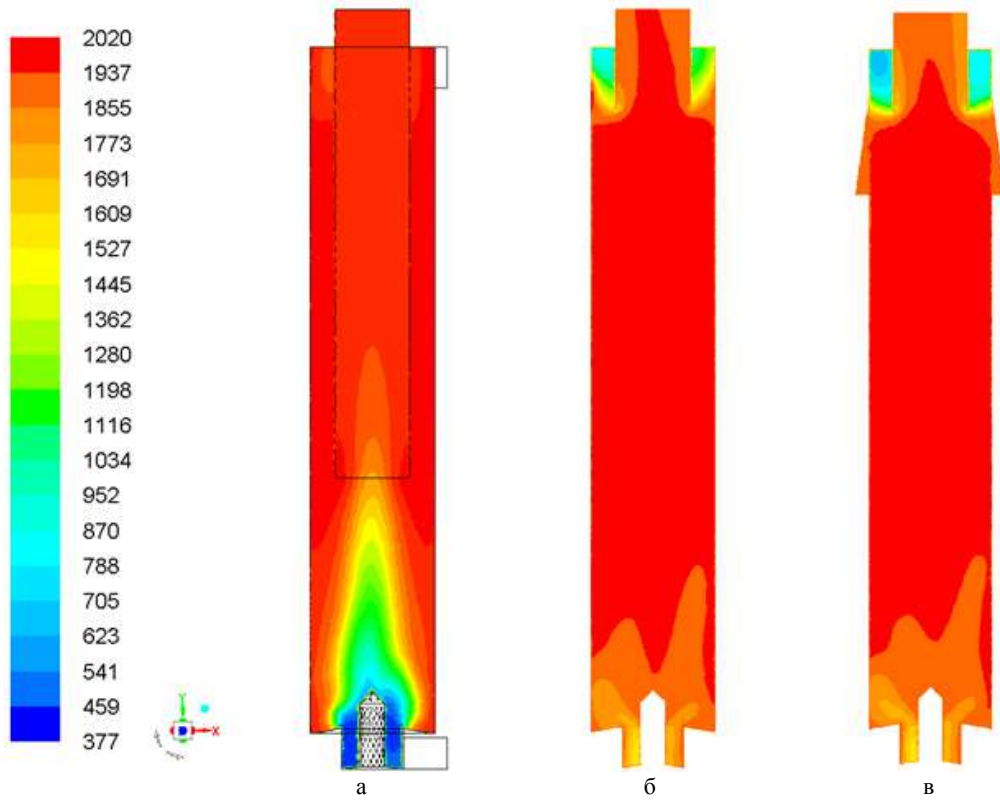


Рис. 2. Розподіл температури газу (°C) у поздовжньому перерізі топки:
а – схема I, б – схема II, в – схема III

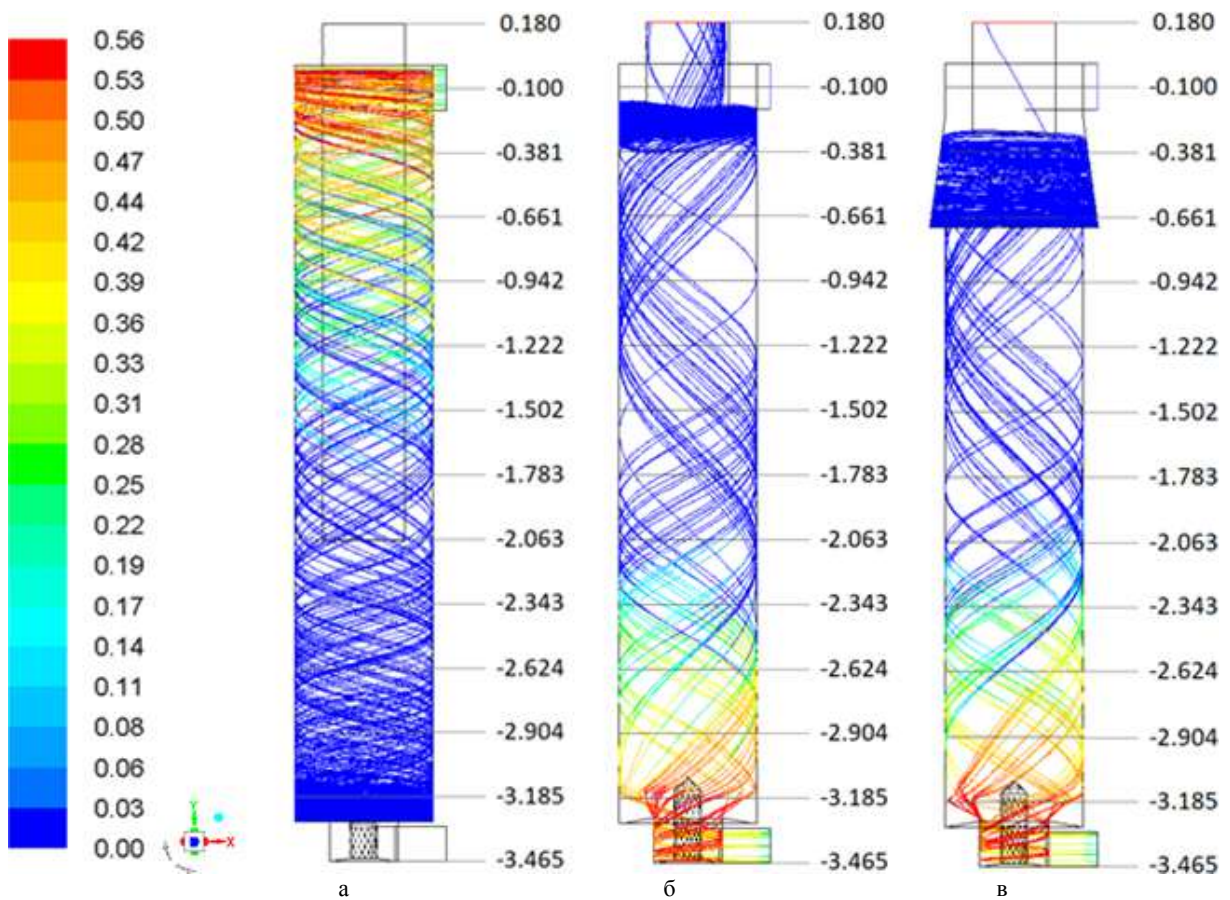


Рис. 3 Траекторії частинок бурого вугілля з початковим діаметром 25 мкм, пофарбовані за масовою часткою коксу в їхньому складі:
а – схема I, б – схема II, в – схема III

Висновки. Результати чисельного моделювання процесів спалювання бурого вугілля у вихровий топці із зустрічними потоками показують, що серед розглянутих трьох схем кращі характеристики має схема III з нижньою подачею палива і видаленням золи у твердому вигляді згори топки. При цьому забезпечується 99,4 % уловлювання частинок, які не накопичуються в топковому об'ємі через вилучення золи. Однак механічний недопал частинок коксу діаметром від 25 мкм до 250 мкм, що уловлюються, становить 8,1% та вимагає допалювання. Друга схема не забезпечує ефективне спалю-

вання вугілля через накопичення частинок у топковому об'ємі. Схема I характеризується вигоранням летючих у розмірі 100 %, вигоранням коксу 93,9 %. Механічний недопал становить 3,04 %, уловлювання частинок становить 100 %. Ці частинки не накопичуються в топковому об'ємі. Однак, дана схема характеризується рідким шлаковидаленням.

Перспективи подальших досліджень. У подальшому планується розглянути аеродинамічні показники паливо-повітряної суміші всередині топки з різними конструктивними особливостями.

Література

1. Стрелина Е.Н. Современные проблемы развития угольной промышленности Украины в контексте энергетической независимости страны / Е.Н. Стрелина, А.И. Йоненко // Эффективная экономика. – 2014. – №4. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=2950>
2. Нечаев Е. В. Механические точки для котлов малой и средней мощности / Е. В. Нечаев, А. Ф. Лубин. – Ленинград: Энергия, 1968. – 311 с
3. Росляков П. В. Использование углей для совместного сжигания с эстонскими сланцами / П. В. Росляков, М. Н. Зайченко, Д. А. Мельников и др. // Теплоэнергетика. – 2016. – Т. 63. – №3 – С. 34-42. <https://doi.org/10.1134/S0040363616030103>
4. Передерий С. Совместное сжигание бурого и каменного угля с биомассой / С. Передерий // ЛесПромИнформ. – 2011. – №7(81). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=2462>
5. Redko A. Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows / A. Redko, Y. Burda, R. Dzhyoiev, I. Redko, V. Norchak, S. Pavlovskiiy, O. Redko // Thermal Science. – 2021. – Vol. 25. – Iss. 3. – Part A. – pp. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
6. Hong G. Direct numerical simulations of statistically stationary turbulent premixed flames / G. Hong, G. Paul, A. Arias, et al. // Combustion Science and Technology. – 2016. – Vol. 188. – Iss. 8. – pp.1182-1198. <https://doi.org/10.1080/00102202.2016.1198789>
7. Кроу Д. Численные модели течений газа с наибольшим содержанием частиц / Д. Кроу // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1982. –Т. 104. – №3. – С. 114-122.
8. Launder B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence / B. E. Launder, D. B. Spalding. – London: Academic Press, 1972. – 169 p.
9. Jones W.P. Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review / W.P. Jones, J.H. Whitelaw // Combustion and Flame. – 1982. – Vol. 48. – P. 1-26 [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(82\)90112-2](https://doi.org/10.1016/0010-2180(82)90112-2)
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – Москва: Наука, 1978. – 846 с.
11. Badzioch S. Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles / S. Badzioch, P. G. W. Hawksley // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. – 1970. – Vol. 9. – Iss. 4. – pp. 521-530. <https://doi.org/10.1021/i260036a005>
12. Vandoormaal J. P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows / J. P. Van Doormaal, G. D. Raithby // Numerical Heat Transfer. – 1984. – Vol. 7. – Iss. 2. – P. 147-163. <https://doi.org/10.1080/01495728408961817>

References

1. Strelina E.N., Yonenko A.I. “Sovremennye problemy razvitiia ugolnoi promyshlennosti Ukrainy v kontekste energeticheskoi nezavisimosti strany”. *Efektivna ekonomika*. 2014. №4. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=2950>
2. Nechaev E.V., Lubin A.F. *Mekhanicheskie topki dlia kotlov maloi i srednei moshchnosti*. Energiia, 1968.
3. Roslyakov P.V., Zaichenko M.N., Melnikov D.A. et al. “Isolzovanie ugley dlya sovместного szhiganiya s estonskimi slantsami”. *Teploenergetika*. 2016. T. 63. №3 P. 34-42. <https://doi.org/10.1134/S0040363616030103>
4. Perederii S. “Sovместное szhiganie burogo i kamennogo uglia s biomassoii”. *LesPromInform*. 2011. №7(81). URL: <https://lesprominform.ru/jarticles.html?id=2462>
5. Redko A., Burda Y., Dzhyoiev R., Redko I., Norchak V., Pavlovskiiy S., Redko O. “Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows”. *Thermal Science*. 2021. Vol. 25. Iss. 3. Part A. pp. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
6. Hong, G., Paul, G., Arias, A., et al. “Direct numerical simulations of statistically stationary turbulent premixed flames”. *Combustion Science and Technology*. 2016. Vol. 188. Iss. 8. pp.1182-1198.

<https://doi.org/10.1080/00102202.2016.1198789>

7. Crow D. “Chislennyye modeli techenii gaza s naibolshim sodержaniem chastits”. *Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov*. 1982. T. 104. №3. P. 114-122.
8. Launder B. E., Spalding. D. B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, 1972.
9. Jones W.P., Whitelaw J.H. “Calculation Methods for Reacting Turbulent Flows: A Review”. *Combustion and Flame*. 1982. Vol. 48. P. 1-26 [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(82\)90112-2](https://doi.org/10.1016/0010-2180(82)90112-2)
10. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – Москва: Наука, 1978. – 846 с.
11. Badzioch S., Hawksley P. G. W. “Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles”. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1970. Vol. 9. Iss. 4. pp.521-530. <https://doi.org/10.1021/i260036a005>
12. Vandoormaal J. P., Raithby G. D. “Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows”. *Numerical Heat Transfer*. 1984. Vol. 7. Iss. 2. P. 147-163. <https://doi.org/10.1080/01495728408961817>

УДК 62-664.2

Технологические параметры процесса сжигания бурого угля в вихревой топке

В. И. Норчак¹

¹ асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID 0000-0003-4048-7159

***Аннотация.** Приведены результаты численного расчёта параметров процесса сжигания бурых углей в вихревой топке со встречными закрученными потоками. Фракционный состав топлива изменяется от 25 до 250 мкм. Выполнено сравнение схем подачи топливозоудушной смеси снизу и сверху топки. Показано, что подача топлива снизу топки обеспечивает удаление золы в твёрдом виде в верхней части топки, приводит к более равномерному распределению температуры топочных газов внутри топочного объёма и уменьшению содержания кокса в частицах топлива при сжигании бурых углей. Результаты численного моделирования процессов сжигания бурого угля в вихревой топке со встречными потоками показывают, что среди рассмотренных трёх схем лучшие характеристики имеет третья схема с нижней подачей топлива и удалением золы в твёрдом виде сверху топки. При этом обеспечивается 99,4% улавливания частиц, которые не накапливаются в топочном объёме из-за извлечения золы. Однако механический недожог улавливаемых частиц кокса диаметром от 25 мкм до 250 мкм составляет 8,1% и требует дожигания. Вторая схема не обеспечивает эффективное сжигание угля из-за накопления частиц в топочном объёме.*

***Ключевые слова:** встречные вихревые потоки, распределение температур газов в топке, бурый уголь*

UDC 62-664.2

Technological parameters of the combustion process of brown coal in a vortex furnace

V. Norchak¹

¹ Post-graduate student, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID 0000-0003-4048-7159

***Abstract.** Ukraine ranks seventh in the international list of countries by the number of coal reserves in the country. Optimal use of this natural resource is the key to active industrial development and the basis for increasing the country's energy independence. There are large deposits of coal on the territory of Ukraine, so historically this type of fuel has been the basis of the energy sector of the economy. Despite extensive experience, the optimal way to burn coal has not been established. Even minor changes in the design of solid fuel furnaces significantly affect the efficiency of the heat transfer process inside the boilers. Therefore, the study of various design features of furnaces is relevant and promising. The results of numerical calculation of the parameters of the process of burning brown coal in a vortex furnace with counter-swirling flows are presented. The fractional composition of the fuel varies from 25 μm to 250 μm . A comparison of fuel and air mixture supply schemes from the bottom of the furnace and from the top of the furnace is performed. It has been shown that the supply of fuel from the bottom of the furnace removes solid ash at the top of the furnace, leads to a more even distribution of flue gas temperatures within the furnace volume and reduces coke content in fuel particles during lignite combustion. The results of numerical simulation of brown coal combustion processes in a vortex furnace with counterflows show that among the three schemes considered, the third scheme with lower fuel supply and removal of solid ash from the top of the furnace has the best characteristics. In this case, 99.4% of the capture of particles is provided, the particles do not accumulate in the furnace volume due to the extraction of ash. However, the mechanical underburning of coke particles with a diameter of 25 μm to 250 μm , which is captured, is 8.1% and requires afterburning. The second scheme does not provide efficient combustion of coal due to the accumulation of particles in the furnace volume.*

Keywords: counter vortex flows, temperature distribution of gases in the furnace, brown coal

Надійшла до редакції / Received 16.06.2021

УДК 62-664.2

Схема спалювання деревних відходів у топці з циркуляційним киплячим шаром

Р. Л. Джиоєв¹

¹ асп. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, office@khgorgas.com.ua,
ORCID 0000-0003-4046-7038

Анотація. Циклонно-вихрова технологія спалювання твердого палива дозволяє зменшити топковий об'єм котельного агрегату, габарити і масу. Перемішування частинок палива і повітря в закрученому потоці забезпечує інтенсивний теплообмін і спалювання палива в обмеженому топковому об'ємі. У статті наведено результати вдосконалення теплової схеми спалювання пилоподібного палива (деревних відходів) в киплячому шарі, що циркулює. Результати чисельних розрахунків показують можливість спалювання тирси з діаметром частинок від 25 мкм до 750 мкм. При подачі паливоповітряної суміші знизу топки, а вторинного повітря зверху топки, видалення золи відбувається через щілину в нижній частині топки в рідкому вигляді. Встановлено, що при вологості тирси 10 %, зольності $A_s = 0,6\%$, вищій теплоті згоряння 17,7 МДж/кг виносення частинок становить 19,2 %, ступінь вигорання частинок становить 92,5 %. Це вимагає додаткового спалювання виносу в циркулюючому киплячому шарі.

Ключові слова: циклонно-вихрове спалювання палива, вихрові топки, кратність циркуляції палива

Вступ. Одним із способів покращення паливно-енергетичного балансу України є застосування альтернативних природному газу джерел теплоти, а саме твердого палива чи відходів деревної промисловості. При цьому необхідне залучення спеціалізованих технологій спалювання твердих палив. У наш час спостерігається неповнота теоретичних та практичних знань щодо процесів спалювання деревних відходів.

Актуальність роботи. У паливно-енергетичному балансі України значну частину займає використання природного газу як джерела теплової енергії. Для підвищення частки використання твердих видів палива необхідне більш детальне вивчення процесів їхнього спалювання та застосування способів інтенсифікації процесів теплообміну в топках твердопаливних котлів.

Останні дослідження та публікації. Спалювання біопалива вимагає вдосконалення топкового і котельного обладнання [1, 5, 7, 10, 11, 13]. Спалювання біопалива в котлах з нерухомим шаром і топках з киплячим шаром має такі проблеми:

- не забезпечено виконання екологічних вимог щодо зниження викидів оксидів азоту;
- підвищений коефіцієнт надлишку повітря;
- значні габаритні розміри топкової камери;
- високий механічний недопал.

Більш ефективним є застосування вихрових топок [2-5]. Основною перевагою вихрових топок є інтенсивне перемішування палива в топковому об'ємі, що дозволяє знизити коефі-

цієнт надлишку повітря до $\alpha_B = 1,15...1,35$ та хімічний недопал палива. При цьому вихрові топки малої потужності характеризуються підвищеним виносенням і механічним недопалом палива, що досягає 5...7 %. Вихрові топки характеризуються меншою глибиною регулювання теплової потужності порівняно з шаровими топками.

Створюються технології спалювання біопалива в топкових пристроях, які суміщають процес спалювання в шарі з вихровим допалом в надшаровому просторі [3, 4, 5]. Однак, дані теплові схеми несуттєво покращують топкові характеристики. Більш ефективними є топки, що поєднують високі параметри шарових і вихрових топок [6]. У роботах [6, 10, 11, 13] наведено результати спалювання деревних і сільськогосподарських відходів у водогрійному котлі потужністю 500 кВт з циклонно-шаровою топкою.

Більш ефективною є технологія спалювання твердого палива в шарі, що циркулює. Процеси гідродинаміки топкового контура, уловлювання частинок у сепараторі й повернення часток для допалювання визначають ефективність спалювання палива [9, 10]. Ефективність уловлювання частинок палива в сепараторі впливає на витрату палива, що циркулює. При спалюванні біопалива в топках з шаром, що циркулює, відбувається агломерація шару [10]. Зменшення діаметра частинок палива від 800 мкм до 200 мкм призводить до збільшення виносу в 3-5 разів [9].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є чисельне дослідження технології

спалювання твердого палива в топках котлів малої потужності з шаром, що циркулює.

Основна частина. Зниження виносу пилоподібних частинок палива дозволяє зменшити кратність циркуляції частинок у контурі. Виконано чисельні дослідження трьох схем топки з вихровим спалюванням біопалива на рис. 1. Паливо подається в топку знизу спільно з первинним повітрям. Вторинне повітря подається в топку згори.

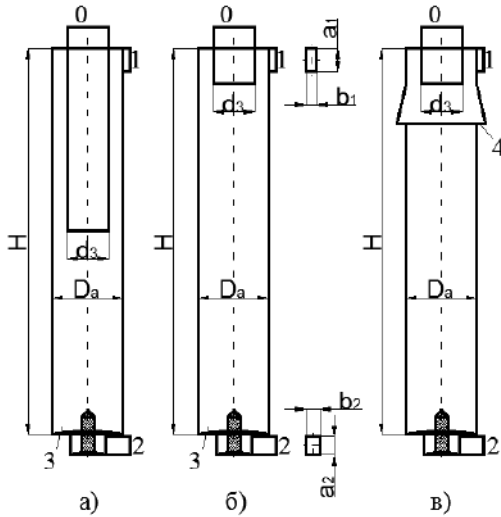


Рис. 1. Три схеми вихрової топки:

- 1 – патрубок подачі вторинного повітря; 2 – патрубок подачі палива і повітря; 3 – щілина для рідкого шлаку; 4 – щілина для твердого шлаку

Результати чисельного дослідження (табл. 1) параметрів різних схем спалювання твердого палива показують, що розглянуті схеми може бути використано в контурі з киплячим шаром, що циркулює. Перевагу має третя схема, яка характеризується високими сепараційними характеристиками і твердим шлаковидаленням. Ступінь вигорання коксу в частинках, які уловлюються, становить 82,5 %.

Схема топки з циркуляційним шаром (рис. 2) передбачає подавання паливоповітряної суміші до топки 1 через патрубок 2 в нижній частині вихрової топки. Зустрічний закручений потік вторинного повітря подається зверху патрубком 3. Зола в рідкому вигляді відводиться з топки крізь щілину 4. Тверді частинки коксу виносяться з топки 1, надходять до сепаратора 5, де відокремлюються й повертаються до топки для допалювання за допомогою пристрою 6.

Результати численних досліджень показали [7, 8, 12], що спалювання твердого палива в вихровій топці дозволяє зменшити об'єм топки та її габарити порівнянно з прямоплинними топками з киплячим шаром, що циркулює.

Таблиця 1.

Результати розрахунків.

Параметр, одиниця виміру		Схема топки на рис. 1		
		а	б	в
D_a , мм		600	600	600
H , мм		3645	3645	3645
$G_{\text{пал}}$, кг/с		0,184	0,184	0,184
$W_{\text{н}}$, МВт		2,55	2,55	2,55
Первинне повітря	Витрата $G_{\text{пов.1}}$, кг/с	1,26	1,325	1,325
	Температура $t_{\text{пов.1}}$, °С	377	377	377
Вторинне повітря	Витрата $G_{\text{пов.2}}$, кг/с	0,315	0,25	0,25
	Температура $t_{\text{пов.2}}$, °С	377	377	377
Загальна витрата повітря $G_{\text{пов.Σ}}$, кг/с		1,575	1,575	1,575
$Q_{\text{пов.1}}$, %		80	84	84
$Q_{\text{пов.2}}$, %		20	16	16
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_1 = m_{a1}/m_f \cdot V_0$	1,58	1,67	1,67
	$\alpha_{\Sigma} = m_{a\Sigma}/m_f \cdot V_0$	2,0	2,0	2,0
Діаметр частинок, мкм	мінімальний $d_{\text{ч.мін}}$	25	25	25
	максимальний $d_{\text{ч.макс}}$	250	250	250
	середній d	57	57	57
Температура відвідних газів на виході $t_{\text{г.вих}}$, °С		1888	1919	1870
Вміст кисню у відвідних газах $g_{\text{O}_2 \text{вих.сер}}$, %		3,4	3,2	3,8
Ступінь вигорання летких, %		100	100	100
Ступінь вигорання коксу з частинок, що виносяться, %		-	100	100
Ступінь вигорання коксу з частинок, що вловлюються, %		93,9	92,5	83,8
Ступінь вигорання коксу з частинок, що витають, %		-	100	100
Недопал механічний частинок, що вловлюються, % (горючої маси)		3,04	3,7	8,1
Недопал механічний частинок, що витають, % (горючої маси)		-	0	0
Уловлювання частинок, %		100	0,8	99,4
Винос частинок, %		0	19,2	0,4

У вихровій топці забезпечується більш повне вигорання коксу, що зменшує кратність циркуляції його частинок до двох, замість 6...7 для прямоплинної топки. При цьому знижується навантаження на високотемпературний сепаратор.

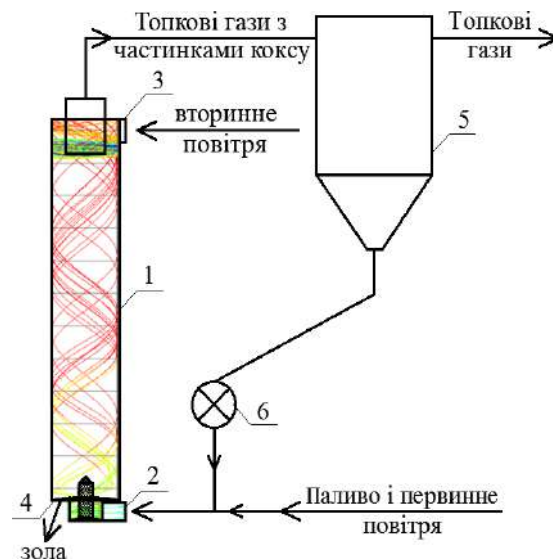


Рис. 2 Схема ЦКШ з вихровою топкою:

1 – топка; 2 – патрубок подачі паливноповітряної суміші; 3 – патрубок подачі вторинного повітря; 4 – щілина для видалення золи; 5 – сепаратор; 6 – пристрій повернення твердих часток коксу

Висновки. Результати чисельних розрахунків показали, що використання вихрової топki замість прямоплинної в схемі з шаром, що циркулює, збільшує час перебування частинок у топці. Це дозволяє знизити кратність циркуля-

ції палива, зменшити габарити та масу топki.

Перспективи подальших досліджень. В подальшому планується розглянути інші можливості інтенсифікації процесів теплообміну у киплячому шарі, що циркулює.

Література

1. Basu P. Biomass gasification and pyrolysis. Practical design and theory / P. Basu. – Academic Press, 2010. – 376 p.
2. Серант Ф.А. Сжигание немолотых азейских бурых углей в низкотемпературной топке по схеме ЛПИ — ИТЭЦ-10 / Ф.А. Серант, С.М. Шестаков, В.В. Померанцев и др. // *Теплоэнергетика*, 1983. – №7.
3. Rundygin Yu. A. Modernization of boilers based on low-temperature vortex technology for burning solid fuels / Yu. A. Rundygin et al. // *Energy: economics, technology, ecology*. – 2000. – №4. – pp. 19-22.
4. Shestakov S. M. Technology of Combustion of Local Solid Fuel Types / S. M. Shestakov, A. L. Aronov. – ESCO, 2014.
5. Баскаков А.П. Котлы и топki с кипящим слоем / А. П. Баскаков, В. В. Мацнев, И. В. Распопов. – Энергоатомиздат, 1996. – 352 p.
6. Пицуха Е. А. Особенности сжигания твердого биотоплива в циклонно-слоевой топочной камере / Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий, В. А. Бородуля // Тез. докл. XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену. – Минск, 10–13 сент. 2012 г. – 2012. – Т. 2. – ч. 1. – С. 324-327.
7. Карп И. Н. Исследование динамики выгорания древесных опилок и лузги подсолнечника в кипящем слое / И.Н. Карп, А.Ю. Провалов, К.Е. Пьяных, А.С. Юдин // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. – 2010. – № 3. – С. 9-13.
8. Карп И. Н. Математическое моделирование процесса сгорания древесной частицы / И. Н. Карп, В. В. Колесник, В. Н. Орлик, К. Е. Пьяных, А. С. Юдин // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. – 2010. – № 5. – С. 13-20.
9. Бородуля А. В. Перспективы применения и методы расчета сжигания натурального и денсифицированного биотоплива в кипящем слое / А. В. Бородуля, Г. И. Пальченко // *Вести НАН Беларуси. Серия физико-технических наук*. – 2003. – № 3. – С. 116-123.
10. Рябов Г. А. Научное обоснование использования технологии сжигания твердых топлив в циркулирующем кипящем слое. дис. ... докт. техн. наук.: 05.14.14: защищ. 10.11.2016 / Рябов Георгий Александрович; ОАО «ВТИ». – Москва, 2016. – 291 с.
11. Вирясов Д. М. Псевдооживление и сжигание биотоплива в многокомпонентных слоях. Дис. ... канд. техн. наук.: 05.14.01: защищ. 23.05.2013 / Вирясов Дмитрий Михайлович; Фгбоу «Тамбовский государственный технический университет». – Москва, 2013. – 147 с.
12. Redko A. Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows / A. Redko, Y. Burda, R. Dzhyoiev, I. Redko, V. Norchak, S. Pavlovskiiy, O. Redko // *Thermal Science*. – 2021. – Vol. 25. – Iss. 3. – Part A. – pp. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
13. Рябов Г. А. Опыт сжигания различных видов биомассы в России и Белоруссии / Г. А. Рябов, Д. С. Литун, Е. А. Пицуха, Ю. С. Теплицкий, В. А. Бородуля // *Электрические станции*. – 2015. – №9(1010). – С. 9-17.

References

1. Basu P. *Biomass gasification and pyrolysis. Practical design and theory*. Academic Press, 2010.
2. Serant F. A., Shestakov S. M., Pomerancev V. V. i dr. "Szhiganie nemolodykh azeiskikh burykh uglei v nizkotemperaturnoi vikhrevoi topke po scheme LPI-ITEC-10". *Teploenergetika*, 1983. №7.
3. Rundygin, Yu. A., et al. "Modernization of boilers based on low-temperature vortex technology for burning solid fuels", *Energy: economics, technology, ecology*. 2000. №4. pp. 19-22.
4. Shestakov S. M., Aronov A. L. *Technology of Combustion of Local Solid Fuel Types*, ESCO, 2014.
5. Baskakov, A.P., Matsnev V. V., Raspopov I. V. *Boilers and furnaces with a fluidized bed*, Energoatomizdat, 1996.
6. Pitsukha, E. A., Teplitskii Yu. S., Borodulia V. A. "Osobennosti szhiganiya tverdogo biotopliva v tsiklonno-sloevoy topchnoy kamere". Tez. dokl. XIV Minskiy mezhdunarodnyiy forum po teplo- i massoobmenu. Minsk, 10–13 sent. 2012 g. 2012. T. 2. ch. 1. P. 324-327.
7. Karp I.N., Provalov A.Yu., Pinykh K.E. Yudin, A.S. "Issledovanie dinamiki vygoraniia drevesnykh opilok i luzgi podsolnechnika v kipiashchem sloe". *Energotehnologii i resursosberezhenie*. 2010. No. 3. P. 9-13.
8. Karp I.N. Kolesnik V. V., Orlik V. N., Pinykh K. E., A. S. Yudin A. S. "Matematicheskoe modelirovanie protsessa sgoraniia drevesnoi chastitsy". *Energotehnologii i resursosberezhenie*. 2010. No. 5. P. 13-20.
9. Borodulia A. V., Palchenok G. I "Perspektivy primeneniia i metody rascheta szhiganiia naturalnogo i densifitsirovannogo biotopliva v kipiahschem sloe". *Vesti NAN Belarusi. Seriya fiziko-tekhnicheskikh nauk*. 2003. No 3. P. 116-123.
10. Riabov G.A. *Nauchnoe obosnovanie ispolzovaniya tehnologii szhiganiya tverdyykh topliv v tsirkuliruyuschem kipyaschem sloe*. Dis. OAO «VTI». 2016.
11. Viriasov D.M. *Pseudoozhizhenie i szhiganie biotopliva v mnogokomponentnykh sloiakh*. Dis. Fgbou Tambovskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2013.
12. Redko A., Burda Y., Dzhyoiev R., Redko I., Norchak V., Pavlovskii S., Redko O. "Numerical modeling of peat burning processes in a vortex furnace with countercurrent swirl flows". *Thermal Science*. 2021. Vol. 25. Iss. 3. Part A. P. 1905-1919. <https://doi.org/10.2298/TSCI190305158R>
13. Riabov G.A., Litun D. S., Pitsukha E. A., Teplitskii Yu. S., Borodulya V. A. "Opyt szhiganiia razlichnykh vidov biomassy v Rossii i Belorussii". *Elektricheskie stantsii*. 2015. No 9, P. 9-17.

УДК 62-664.2

Схема сжигания древесных отходов в топке с циркулирующим кипящим слоем

Р. Л. Джиоев¹

¹ асп. Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, office@khgorgas.com.ua, ORCID 0000-0003-4046-7038

Аннотация. Циклонно-вихревая технология сжигания твёрдого топлива позволяет уменьшить топочный объём котельного агрегата, габариты и массу. Перемешивание частиц топлива и воздуха в закрученном потоке обеспечивает интенсивный теплообмен и сжигание топлива в ограниченном топочном объёме. Приведены результаты совершенствования тепловой схемы сжигания пылевидного топлива (древесных отходов) в циркулирующем кипящем слое. Результаты численных расчётов показали возможность сжигания древесных опилок с диаметром частиц от 25 мкм до 750 мкм. При подаче топливовоздушной смеси снизу топки, а вторичного воздуха сверху топки удаление золы происходит через щель в нижней части топки в жидком виде. Установлено, что при влажности опилок 10 %, зольности $A_s = 0,6\%$, высшей теплоте сгорания 17,7 МДж/кг унос частиц составляет 19,2 %, степень выгорания частиц равна 92,5 %. Это требует дожигания уноса в циркулирующем кипящем слое.

Ключевые слова: циклонно-вихревое сжигание топлива, вихревая топка, кратность циркуляции топлива.

UDC 2-664.2

Scheme of incineration of wood waste in a furnace with a circulating boiling bed

R. Dzhyoev¹

¹Post-graduate student, Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkov, Ukraine, office@khgorgas.com.ua, ORCID: 0000-0003-4046-7038

Abstract. Cyclonic-vortex technology of solid fuel combustion allows to reduce the furnace volume of the boiler unit, dimensions and weight. Mixing of fuel particles and air in a swirling stream provides intensive heat exchange and fuel combustion in a limited furnace volume. The results of improving the thermal scheme of combustion of pulverized fuel (wood waste) in a circulating fluidized bed are presented. The results of numerical calculations showed the possibility of burning sawdust with a particle diameter of 25 μm to 750 μm . When the air-fuel mixture is supplied from the bottom of the furnace, and the secondary air from the top of the furnace, ash is removed in liquid form through a slot in the lower part of the furnace. It was found that with a sawdust moisture content of 10%, ash content $A_c = 0.6\%$, a higher combustion heat of 17.7 MJ / kg, particle entrainment is 19.2 %, the degree of particle burnout is 92.5%, which requires afterburning of entrainment in a circulating boiling layer. One of the ways to improve Ukraine's fuel and energy balance is to use alternative sources of heat to natural gas, namely solid fuels or wood industry waste. It is necessary to involve specialized technologies for burning solid fuels. Currently, there is an incomplete theoretical and practical knowledge about the processes of burning wood waste. The use of natural gas as a source of thermal energy occupies a significant part of Ukraine's fuel and energy balance. To increase the share of solid fuels, it is necessary to study in more detail the processes of their combustion and the use of methods of intensification of heat transfer processes in the furnaces of solid fuel boilers. The results of numerical calculations showed that the use of vortex furnace instead of direct flow in the scheme CKS increases the residence time of particles in the furnace, which reduces the multiplicity of fuel circulation, reduce the size and weight of the furnace.

Key words: cyclone-vortex combustion of firing, vortex furnaces, frequency of fuel circulation.

Надійшла до редакції / Received 16.06.2021

УДК 69.03

Аналіз впливу факторів на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання з використанням лінгвістичних змінних

Г. С. Ратушняк¹, О. Г. Лялюк², О. Ю. Горюн³

¹ к.т.н., проф. Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна, ratusnak@gmail.com, ORCID:0000-0001-9656-5150

² к.т.н., доц., Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна, Lyaluk74@gmail.com, ORCID 0000-0001-6446-92443

³ студ., Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна, oksana2718@ukr.net

***Анотація.** Застосування інноваційних енергоощадних конструктивних вузлів примикання при будівництві дозволить підвищити енергоефективність багатопверхових житлових будинків та зменшити затрати коштів на оплату спожитих енергоносіїв на опалення в холодний період року. Надійність будь-якої системи залежить від проектування, виготовлення і експлуатації. Довговічність і надійність конструкції може бути підвищена на стадії проектування, тобто під час наукових досліджень, конструювання, розрахунків і проектних розробок. Розроблена ієрархія факторів впливу на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання. Проведено аналіз впливу факторів на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання з використанням лінгвістичних змінних. З метою оцінки надійності теплоізоляційного матеріалу сформовано експертні бази знань та написано нечіткі логічні рівняння, а також побудовано поверхню відгуку.*

***Ключові слова:** математична модель, надійність, лінгвістична змінна, нечіткі логічні рівняння, теплоізоляційний матеріал, вузол примикання*

Вступ. Забезпечення енергетичної ефективності будівель – це організаційно-технологічні заходи, результатом виконання яких є підвищення теплотехнічних показників огорожувальних конструкцій будівель та/або показників споживання енергетичних ресурсів інженерними системами [1]. Основними технічними заходами щодо зменшення тепловтрат через огорожувальні конструкції є утеплення фасадів зовнішніх стін, перекриття останнього поверху та підвальних приміщень, встановлення енергоощадних вікон.

Надійність – властивість технічних об'єктів зберігати в часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування [2].

Актуальність дослідження. Застосування інноваційних енергоощадних конструктивних вузлів дозволяє суттєво знизити витрати на оплату спожитих енергоносіїв на опалення. Це підвищує загальну енергоефективність будівель відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2016 і є актуальною задачею.

Останні дослідження та публікації. На факультеті будівництва, теплоенергетики та газопостачання Вінницького національного технічного університету разом з концерном "Поділля" проводилися наукові спостереження за результа-

тами тепловізійного обстеження багатопверхового житлового будинку [3]. Виявлено, що характерними місцями з підвищеними тепловтратами є місця примикання. Незважаючи на те, що при проектуванні й будівництві дотримувались чинних вимог щодо величин термічного опору. Тому врахування тепловтрат у місцях примикання різних елементів зовнішніх огорожувальних конструкцій є важливим завданням.

Формулювання цілей статті. Метою статі є побудова поверхні відгуку, що показує вплив факторів на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання з використанням лінгвістичних змінних.

Основна частина. Фактори, що впливають на надійність термомодернізації будівель шляхом улаштування енергозбережних вузлів примикання елементів огорожувальних конструкцій:

- проектні рішення;
- будівельно-монтажні роботи;
- експлуатаційні фактори.

Вплив великої кількості чинників зручно класифікувати ієрархічним деревом логічного висновку (Рис. 1). На підставі його створюється експериментально-модельна система багатфакторного аналізу впливу прийнятих факторів, які характеризуються лінгвістичними та якісними термами.



Рис.1 Класифікація факторів, що впливають на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання

При цьому використано теорію нечітких і лінгвістичних змінних [4].

Фактори впливу на надійність системи утеплення вузлів примикання на системному рівні як лінгвістичну змінну можна подати у формі залежності

$$Y = f_1(X_1, X_2, X_3), \quad (1)$$

де X_1 – лінгвістична змінна (ЛЗ), що описує науково-технічний рівень проектних робіт; X_2 – ЛЗ, що описує якість будівельно-монтажних робіт; X_3 – ЛЗ, що описує якість експлуатаційних показників.

Лінгвістична змінна, що описує науково-технічний рівень проектних робіт,

$$X_1 = f_{x1}(X_{11}, X_{12}, X_{13}), \quad (2)$$

де $X_1 - X_{11}$ – ЛЗ “Помилки в теплотехнічних розрахунках”; X_{12} – ЛЗ “Теплотехнічні характеристики утеплюючого матеріалу”; X_{13} – ЛЗ “Конструктивне виконання вузла примикання”.

У рівнянні (2) міститься змінна

$$X_{12} = f_{x1}(z_1, z_2, z_3), \quad (3)$$

де z_1 – ЛЗ “Теплопровідність”; z_2 – ЛЗ “Паропроникність”; z_3 – ЛЗ “Густина”.

Лінгвістична змінна, що описує якість будівельно-монтажних робіт,

$$X_2 = f_{x2}(X_{21}, X_{22}, X_{23}), \quad (4)$$

де X_{21} – ЛЗ “Механічні пошкодження при влаштуванні теплоізоляційної системи”; X_{22} – ЛЗ “Якість з’єднання шарів конструкції”; X_{23} – ЛЗ “Дотримання чинних норм та правил під час будівельно-монтажних робіт”.

Лінгвістична змінна, що описує якість експлуатаційних показників, може бути подана співвідношенням:

$$X_3 = f_{x3}(X_{31}, X_{32}, X_{33}), \quad (5)$$

де X_{31} – ЛЗ “Екологічність теплоізоляційного матеріалу”; X_{32} – ЛЗ “Мікроклімат в приміщенні”; X_{33} – ЛЗ “Міжремонтні та ремонтні заходи”.

У рівнянні (5) є змінна

$$X_{32} = f_{x1}(a_1, a_2), \quad (6)$$

де a_1 – ЛЗ “Температура повітря”; a_2 – ЛЗ “Вологість повітря”.

Всі фактори, що впливають на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання, розглядаються як лінгвістичні змінні, які задані на відповідних універсальних множинах і оцінюються нечіткими термами (табл. 1).

Якісний нечіткий терм є лінгвістичною змінною, значення якої виражається словом. Як нечіткі терми для оцінювання лінгвістичних змінних в співвідношеннях прийняті кількісні вирази “низька” (Н), “середня” (С) та “висока” (В). Використання нечітких термів дозволяє побудувати експертні нечіткі бази знань, які віддзеркалюють зв’язки між вхідними та вихідними змінними [5].

Корінь дерева логічних висновків як інтегральний показник дозволяє на експертному рівні здійснювати інтелектуальну підтримку прийнятих рішень щодо вибору теплоізоляційного матеріалу та конструктивного виконання вузлів примикання.

За результатами сукупності параметрів, що характеризують фактори впливу на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних

конструкцій у вузлах примикання, побудовано дерево логічного висновку ієрархічних зв’язків (рис. 2).

Для отримання результатів моделювання складемо, на основі експертної бази знань і термів (табл. 2 -7) функції належності та базу нечітких логічних рівнянь. при цьому будемо використовувати операції \wedge (I-min) та \vee (АБО-max) [5].

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності змінних (табл. 2) за відповідним термом, мають вигляд

$$\begin{aligned} \mu_n(y) = & \mu_n(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \mu_n(x_1) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \mu_c(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \\ & \vee \mu_n(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_c(x_3) \vee \mu_c(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_3) \vee \mu_n(x_1) \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_c(x_3) \vee \mu_c(x_1) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_n(x_3); \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(y) = & \mu_c(x_1) \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_c(x_3) \vee \mu_n(x_1) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_c(x_3) \vee \mu_c(x_1) \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \\ & \vee \mu_c(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_c(x_3); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \mu_n(y) = & \mu_n(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \mu_n(x_1) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_2) \wedge \mu_n(x_3) \vee \mu_n(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_c(x_3) \vee \\ & \vee \mu_c(x_1) \wedge \mu_n(x_2) \wedge \mu_n(x_3). \end{aligned} \quad (9)$$

Таблиця 1

Фактори впливу як лінгвістичні змінні

Параметри	Позначення та назва лінгвістичної змінної	Універсальна множина	Терми для оцінки
Науково-технічні проектні рішення, x_1	X_{11} – помилки в теплотехніч. розрахунках	1, 5, 10 балів	грубі, середні, відсутні
	X_{12} – теплотехнічні характеристики утеплюючого матеріалу	1, 5, 10 балів	низька, середня, висока
	X_{13} – конструктивне виконання вузла примикання	1, 5, 10 балів	низька, середня, висока
	z_1 – теплопровідність	0,016, 0,036 0,07 Вт/(м ² К)	низька, середня, висока
	z_2 – паропроникність	0,05 0,2 0,55 мг/(м·год·Па)	низька, середня, висока
	z_3 – густина	10, 100, 220 кг/м ³	низька, середня, висока
Будівельно-монтажні роботи, x_2	X_{21} – механічні пошкодження при влаштуванні теплоізоляційної системи	0, 20, 40 %	відсутні, частково відсутні, присутні
	X_{22} – якість з’єднання шарів конструкції	60, 80, 100 %	низька, середня, висока
	X_{23} – дотримання чинних норм та правил під час будівельно-монтажних робіт	70, 85, 100 %	низьке, середнє, високе
Експлуатаційні показники, x_3	X_{31} – екологічність теплоізоляційного матеріалу	1, 5, 10 балів	низька, середня, висока
	X_{32} – мікроклімат в приміщенні	1, 5, 10 балів	низька, середня, висока
	X_{33} – міжремонтні та ремонтні заходи	60, 80, 100 %	низька, середня, висока
	a_1 – температура повітря	14, 21, 27 °С	низька, середня, висока
	a_2 – вологість повітря	30, 50, 70 %	низька, середня, висока

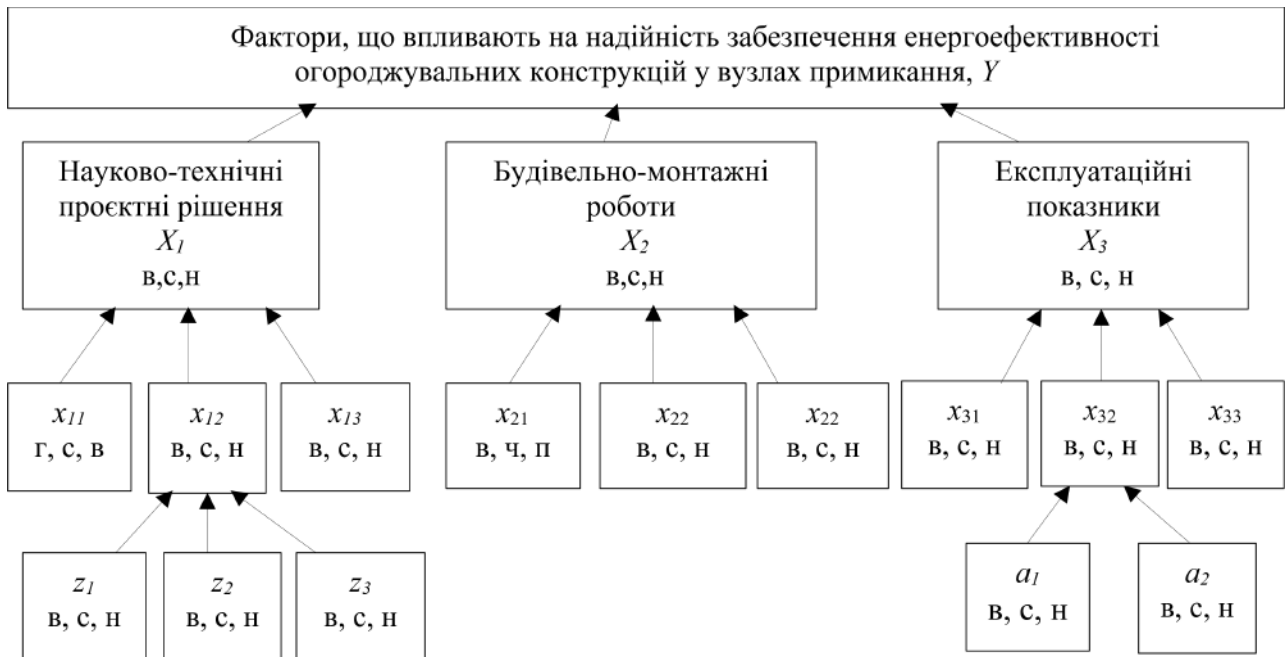


Рис. 2 Дерево логічного висновку ієрархічних зв'язків факторів, що впливають на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання

Таблиця 2

Експертна база знань термів на системному рівні для залежності (1) – x

Якщо	Вхідні змінні	X_1	В	В	С	С	В	С	С	Н	С	Н	Н
		X_2	В	С	В	С	С	В	Н	С	Н	С	Н
		X_3	В	В	В	В	Н	Н	В	Н	Н	Н	Н
То	Вихідна змінна	Y	В			С					Н		

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності вихідних змінних табл. 3 за відповідним термом, мають вигляд

$$\begin{aligned} \mu_n(x_1) = & \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \mu_n(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \mu_n(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \\ & \wedge \mu_n(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \\ & \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_n(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}); \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(x_1) = & \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \\ & \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_n(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \\ & \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_n(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_n(x_{13}); \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(x_1) = & \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{13}) \vee \mu_c(x_{11}) \wedge \mu_c(x_{12}) \wedge \mu_c(x_{13}). \end{aligned} \quad (12)$$

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності вихідних змінних з табл. 4 за відповідним термом, мають вигляд

$$\mu_n(x_2) = \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge$$

$$\begin{aligned} & \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \\ & \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \\ & \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}); \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(x_2) = & \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \\ & \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \mu_n(x_{22}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_n(x_{23}) \vee \\ & \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}); \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(x_2) = & \mu_c(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \\ & \mu_c(x_{23}) \vee \mu_n(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}). \end{aligned} \quad (15)$$

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності змінних з табл. 5 за відповідним термом мають вигляд

$$\begin{aligned} \mu_n(x_{12}) = & \mu_n(z_1) \wedge \mu_n(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \\ & \wedge \mu_n(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \mu_n(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \\ & \vee \mu_n(z_1) \wedge \mu_n(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_n(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \\ & \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \\ & \wedge \mu_n(z_2) \wedge \mu_c(z_3); \end{aligned} \quad (16)$$

Експертна база знань якісних термів для науково-технічних проєктних рішень (x_i)

Якщо			То
Вхідні змінні			Вихідна змінна
x_{11}	x_{12}	x_{13}	X_1
В	В	В	В
В	В	С	
В	С	В	
С	В	В	
С	С	С	С
В	С	С	
С	В	С	
С	С	В	
Г	С	В	
В	С	Н	
С	Н	В	
Г	В	С	
В	Н	С	
С	В	Н	
Г	Н	Н	Н
С	Н	Н	
Г	С	Н	
Г	Н	С	
Г	С	С	
С	С	Н	
С	Н	С	

$$\begin{aligned} \mu_c(x_2) = & \mu_c(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_\theta(z_1) \wedge \\ & \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \\ & \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_\theta(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_n(z_2) \wedge \\ & \wedge \mu_\theta(z_3) \vee \mu_\theta(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \mu_\theta(z_1) \wedge \\ & \wedge \mu_n(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \mu_n(z_3) \vee \\ & \vee \mu_n(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_\theta(z_3) \vee \mu_n(z_1) \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \\ & \wedge \mu_c(z_3); \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_\theta(x_{32}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_\theta(x_{33}) \vee \\ & \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \mu_\theta(x_{33}) \vee \mu_\theta(x_{31}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \mu_\theta(x_{31}) \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_\theta(x_{32}) \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \\ & \vee \mu_n(x_{31}) \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_\theta(x_{33}) \vee \mu_n(x_{31}) \wedge \\ & \wedge \mu_\theta(x_{32}) \wedge \mu_c(x_{33}); \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \mu_\theta(x_2) = & \mu_\theta(z_1) \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \mu_\theta(z_3) \vee \mu_\theta(z_1) \wedge \\ & \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \mu_c(z_3) \vee \mu_\theta(z_1) \wedge \mu_c(z_2) \wedge \mu_\theta(z_3) \vee \\ & \vee \mu_c(z_1) \wedge \mu_\theta(z_2) \wedge \mu_\theta(z_3). \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \mu_\theta(x_2) = & \mu_\theta(x_{21}) \wedge \mu_\theta(x_{22}) \wedge \mu_\theta(x_{23}) \vee \mu_\theta(x_{21}) \wedge \\ & \wedge \mu_\theta(x_{22}) \wedge \mu_c(x_{23}) \vee \mu_\theta(x_{21}) \wedge \mu_c(x_{22}) \wedge \\ & \wedge \mu_\theta(x_{23}) \vee \mu_c(x_{21}) \wedge \mu_\theta(x_{22}) \wedge \mu_\theta(x_{23}). \end{aligned} \quad (21)$$

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності змінних з табл. 6 за відповідним термом, мають вигляд

$$\begin{aligned} \mu_n(x_3) = & \mu_n(x_{31}) \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \\ & \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \mu_n(x_{31}) \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \\ & \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \mu_n(x_{31}) \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \\ & \vee \mu_n(x_{31}) \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_n(x_{33}) \vee \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_n(x_{32}) \wedge \\ & \wedge \mu_c(x_{33}); \end{aligned} \quad (19)$$

Нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності змінних табл. 7 за відповідним термом, мають вигляд

$$\mu_n(x_{32}) = \mu_n(a_1) \wedge \mu_n(a_2) \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \mu_c(x_{32}) = & \mu_c(a_1) \wedge \mu_c(a_2) \vee \mu_c(a_1) \wedge \mu_n(a_2) \vee \\ & \vee \mu_n(a_1) \wedge \mu_c(a_2) \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \mu_\theta(x_{32}) = & \mu_\theta(a_1) \wedge \mu_\theta(a_2) \vee \mu_\theta(a_1) \wedge \mu_c(a_2) \vee \\ & \vee \mu_c(a_1) \wedge \mu_\theta(a_2). \end{aligned} \quad (24)$$

$$\mu_c(x_3) = \mu_c(x_{31}) \wedge \mu_c(x_{32}) \wedge \mu_c(x_{33}) \vee \mu_\theta(x_{31}) \wedge$$

Таблиця 4

Експертна база знань якісних термів для науково-технічних проєктних рішень (x_1)

Якщо			То
Вхідні змінні			Вихідна змінна
X_{21}	X_{22}	X_{23}	X_2
в	в	в	в
в	в	с	
в	с	в	
ч	в	в	
ч	с	с	
в	с	с	с
ч	в	с	
ч	с	в	
ч	н	в	
в	с	н	
в	н	с	
ч	в	н	
п	с	в	
п	в	с	
п	н	н	
с	н	н	
п	с	н	
п	н	с	
п	с	с	
ч	с	н	
ч	н	с	

Таблиця 5

Експертна база знань якісних термів для теплотехнічних характеристик матеріалу утеплювача параметру (x_{12})

Якщо	Вхідні змінні	Z_1	в	в	в	с	с	в	с	с	в	с	с	в	н	н	н	с	н	н	н	с	с
		Z_2	в	в	с	в	с	с	в	с	с	в	н	н	в	с	н	н	с	н	с	с	н
		Z_3	в	с	в	в	с	с	с	в	н	н	в	с	с	в	н	н	н	с	с	н	с
То	Вихідна змінна	X_{12}	в				с						н										

Таблиця 6

Експертна база знань якісних термів для експлуатаційних показників (x_3)

Якщо	Вхідні змінні	X_{31}	в	в	в	в	с	в	с	с	с	в	в	с	н	н	н	с	н	н	н	с	с	
		X_{32}	в	в	с	в	с	с	в	с	с	в	с	н	в	с	в	н	н	с	н	с	с	н
		X_{33}	в	с	в	в	с	с	с	в	н	в	с	в	в	с	н	н	н	с	с	н	с	
То	Вихідна змінна	X_3	в				с						н											

Таблиця 7

Експертна база знань якісних термів для мікроклімату в приміщенні (x_{32})

Якщо	Вхідні змінні	a_1	в	в	с	с	с	н	н
		a_1	в	с	в	с	н	с	н
То	Вихідна змінна	Y	в			с			н

Сформулюємо матрицю парних порівнянь науково-технічних проєктних рішень для термів «низький», «середній» і «високий». Маємо

$$A^{\text{низький}}(x_1) =$$

	U1	U2	U3	U4	U5
U1	1	7/9	5/9	3/9	1/9
U2	9/7	1	5/7	3/7	1/7
U3	9/5	7/5	1	3/5	1/5
U4	9/3	7/3	5/3	1	1/3
U5	9	7	5	3	1

$$A^{\text{середній}}(x_1) =$$

	U1	U2	U3	U4	U5
U1	1	3	5	7	9
U2	1/3	1	5/3	7/3	9/3
U3	1/5	3/5	1	3/5	9/5
U4	1/7	3/7	5/7	1	9/7
U5	1/9	3/9	5/9	7/9	1

$$A^{\text{високий}}(x_1) =$$

	U1	U2	U3	U4	U5
U1	1	3	5	7	9
U2	1/3	1	5/3	7/3	9/3
U3	1/5	3/5	1	3/5	9/5
U4	1/7	3/7	5/7	1	9/7
U5	1/9	3/9	5/9	7/9	1

На підставі розв'язання матриць парних порівнянь було отримано функції належностей

для всіх термів. Отримані результати функцій належності пронормовано до одиниці шляхом ділення на найбільший ступінь належності.

Математичну оцінку процесу проведено з використанням програмного забезпечення Matlab 7.7.0.471 з надбудовою Fuzzy Logic. Результатом є графічні поверхні вихідних змінних (рис. 2). Для тонкого налаштування моделі в подальшому необхідно використовувати апарат генетичних алгоритмів, який забезпечує результат залежно від вибірки.

Висновки. Проведений аналіз впливу факторів на надійність забезпечення енергоефективності огорожувальних конструкцій у вузлах примикання з використанням лінгвістичних змінних дозволив сформувати експертні бази знань та нечіткі логічні рівняння, які характеризують поверхню належності змінних. Результати лягли в основу експертної системи. Побудовані поверхні відгуку з використанням цієї експертної системи дозволять приймати обґрунтовані рішення на основі нечіткого логічного висновку.

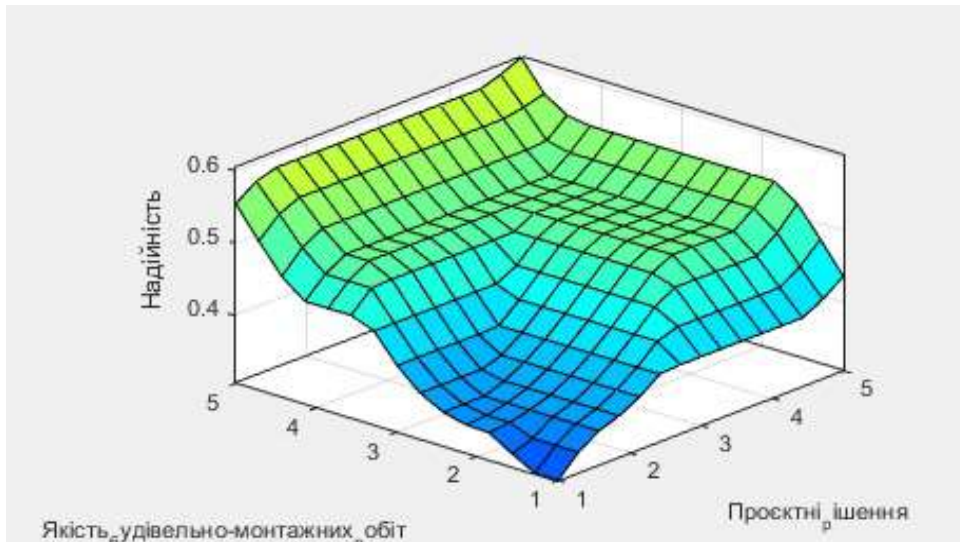
Перспективи подальших досліджень. На базі отриманих результатів слід розробити організаційно-технологічні заходи вдосконалення системи утеплення, що сприятиме підвищенню надійності забезпечення енергоефективності будівлі.

Література

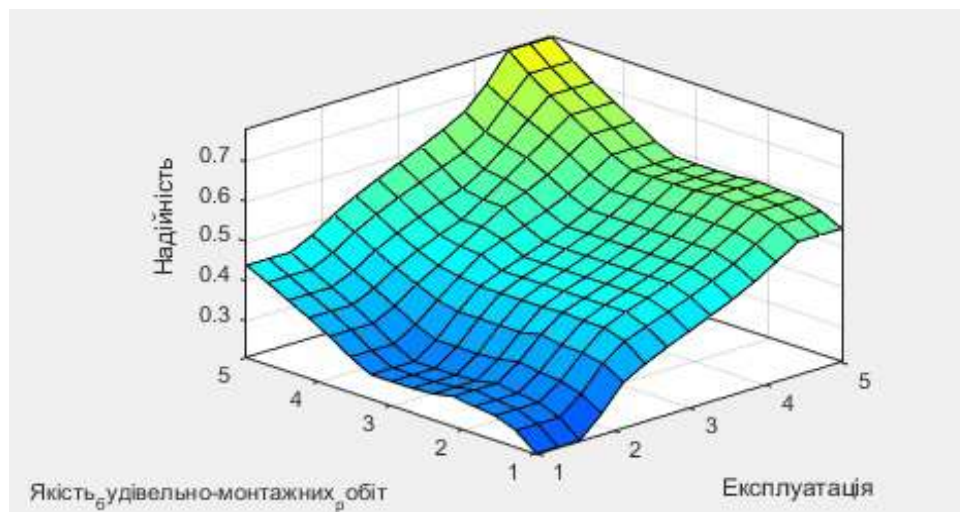
1. Фаренюк Г. Г. Теплова надійність огорожувальних конструкцій та енергоефективність будинків при новому будівництві та реконструкції: автореф. дис... докт. техн. наук: 05.23.01 / Фаренюк Г. Г.; Міністерство освіти і науки України, Полтавський національний технічний університет ім. Юрія Кондратюка. – Полтава, 2009. – 36 с.
2. Ратушняк Г. С. Управління проєктами енергозбереження шляхом термореновації будівель / Г. С. Ратушняк, О. Г. Ратушняк. – ВНТУ, 2006. – 106 с.
3. Ратушняк Г. С. Підвищення енергоощадності багатопверхових будинків шляхом вдосконалення вузлів примикання огорожувальних конструкцій / Г. С. Ратушняк, А. М. Очеретний, О. Ю. Материнська // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. – 2017. – № 1. – С. 113-119.
4. Коваль А. А. Логіко-лінгвістичні моделі в нечітких системах / А. А. Коваль // Проблеми програмування. – 2008. – № 2-3. – С. 375-378.
5. Ротштейн О. П. Метод побудови функцій належності нечітких множин / О. П. Ротштейн, Г. О. Черноволик, Є. П. Ларюшкін // Вісник Вінницького політехнічного інституту: наук. журнал. – 1996. – № 3. – С. 72–75.

References

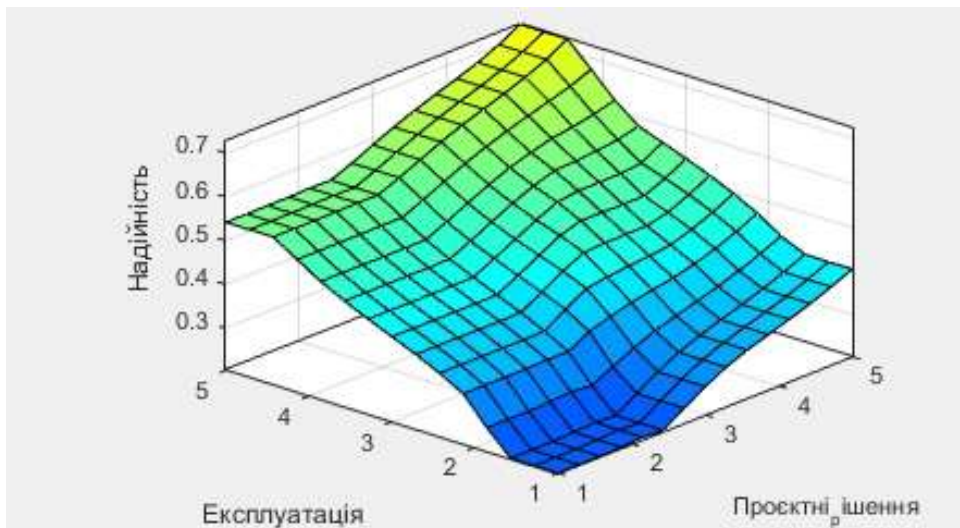
1. Farenjuk G. G. *Teplova nadiinist ohorodzhvalnykh konstruksii ta enerhoefektyvnist budinkiv pry novomu budivnitstvi ta rekonstruksii*. Diss. Abstract. Poltavskii natsionalnyi tekhnichniy universytet im. Yurii Kondratiuka, 2009.
2. Ratushniak G. S., Ratushniak O.G. *Upravlinnia proektamy enerhozberezhennia shliakhom termorenovatsii budivel*. VNTU, 2006.
3. Ratushniak G. S., Ocheretniy A. M., Materynska O. Yu. "Pidvyshchennia enerhooshchadnosti bahatopoverkhovykh budynkiv shliakhom vdoskonalennia vuzliv pry mykannia ohorodzhvalnykh konstruksii." *Suchasni tekhnologii, materialy i konstruksii v budivnytstvi*. 2017, № 1, P. 113-119.
4. Koval A. A. "Lohiko-linhvistychni modeli v nechitkikh sistemakh". *Problemy prohramuvannia*, 2008, № 2-3, P. 375-378.
5. Rotshtein O. P., Chernovolyk G. O., Lariushkin E. P. "Metod pobudovy funktzii nalezhnosti nechitkykh mnozhyn". *Visnyk Vinnyts'koho politekhnichnoho instytutu: nauk. zhurnal.*, 1996, № 3, P. 72–75.



а)



б)



в)

Рис. 2. Поверхні експертної системи для прийняття рішень на основі нечіткого логічного висновку:

- а) залежність надійності утеплення вузлів примикання від науково-технічних проектних рішень та якості будівельно-монтажних робіт;
- б) залежність надійності утеплення вузлів примикання від якості будівельно-монтажних робіт та експлуатаційних показників;
- в) залежність надійності утеплення вузлів примикання від науково-технічних проектних рішень та експлуатаційних показників

УДК 69.03

Анализ влияния факторов на надёжность обеспечения энергоэффективности ограждающих конструкций узлов примыкания с использованием лингвистических переменных

Г. С. Ратушняк¹, Е. Г. Лялюк², О. Ю. Горюн³

¹ к.т.н., проф., Винницкий национальный технический университет, г. Вінниця, Украина, ratusnak@gmail.com,
ORCID:0000-0001-9656-5150

² к.т.н., доц., Винницкий национальный технический университет, г. Вінниця, Украина, Lyalyuk74@gmail.com,
ORCID 0000-0001-6446-92443

³ студ., Винницкий национальный технический университет, г. Вінниця, Украина, oksana2718@ukr.net

Аннотация. Применение инновационных энергосберегающих конструктивных узлов примыкания при строительстве позволит повысить энергоэффективность многоэтажных жилых домов и уменьшить затраты средств на оплату потребленных энергоносителей на отопление в холодный период года. Надёжность любой системы зависит от проектирования, изготовления и эксплуатации. Долговечность и надёжность конструкций может быть повышена на стадии проектирования, то есть во время научных исследований, конструирования, расчетов и проектных работ. Разработана иерархия факторов влияния на надёжность обеспечения энергоэффективности ограждающих конструкций в узлах примыкания. Проведен анализ влияния факторов на надёжность обеспечения энергоэффективности ограждающих конструкций в узлах примыкания с использованием лингвистических переменных. С целью оценки надёжности теплоизоляционного материала созданы экспертные базы знаний и написаны нечеткие логические уравнения, построены поверхности отклика.

Ключевые слова: математическая модель, надёжность, лингвистическая переменная, нечеткие логические уравнения, теплоизоляционный материал, узел примыкания.

УДК 69.03

Analysis of the influence of factors on the reliability of energy efficiency of enclosing structures of adjustment units using linguistic variables

G. Ratushniak¹, L. Lialyuk², O. Horiun³

¹ PhD, professor., Vinnitsa National Technical University, Vinnitsa, Ukraine, ratusnak@gmail.com,
ORCID:0000-0001-9656-5150

² PhD, associate professor, Vinnitsa National Technical University, Vinnitsa, Ukraine, Lyalyuk74@gmail.com,
ORCID 0000-0001-6446-92443

³ Student, Vinnitsa National Technical University, Vinnitsa, Ukraine, oksana2718@ukr.net

Abstract. The use of innovative energy-saving structural units at the construction site will increase the energy efficiency of multi-storey residential buildings and reduce the cost of paying for energy consumed for heating in the cold season. The reliability of any system depends on the design, manufacture and operation. The durability and reliability of structures can be increased at the design stage, that is, during research, design, calculations and design development. A hierarchy of factors of influence on the reliability of ensuring energy efficiency of enclosing structures in the junction nodes has been developed. A tree of logical inference of hierarchical links has been built. The root of the tree of logical conclusions, as an integral indicator, allows, at the expert level, to provide intellectual support for the decisions made to choose a heat-insulating material and the design of the junction nodes. The analysis of the influence of factors on the reliability of ensuring the energy efficiency of the enclosing structures at three junction points using linguistic variables. In order to assess the reliability of thermal insulation material, expert knowledge bases were formed and fuzzy logical equations were written, as well as the response surface was constructed. Matrices of paired comparisons of scientific and technical design solutions for the terms "low", "medium", "high" have been created. Based on the solution of matrices of pairwise comparisons, accessory functions were obtained for all terms. The obtained results of membership functions are normalized by one by dividing by the highest degree of membership. The mathematical assessment of the process was carried out using the Matlab software. The surfaces of the expert system for decision-making based on fuzzy inference are built.

Keywords: mathematical model, reliability, linguistic variable, fuzzy logical equations, thermal insulation material, junction node.

Надійшла до редакції / Received 24.09.2021

УДК 536.24 : 697.134

Вплив архітектурних особливостей будівель на теплові втрати з їхніх фасадів

Б. І. Басок¹, Б. В. Давиденко², В. Г. Новіков³, М. П. Новіцька⁴¹ д.т.н., проф., член-кор. НАН України, зав. відділу, Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, basok@itf.kiev.ua, ORCID:0000-0002-8935-4248² д.т.н., ст. наук. співробітник, гол. наук. співробітник. Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, bdavydenko@ukr.net, ORCID:0000-0001-8738-7612³ к.т.н., ст. наук. співробітник. Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, nvg52@i.ua, ORCID:0000-0003-1062-7336⁴ к.т.н., ст. наук. співробітник. Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ, Україна, mmarina@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2867-101X

Анотація. У роботі наведено результати чисельного дослідження тепловіддачі з зовнішніх поверхонь окремо розташованих споруд у приземному шарі атмосфери. Схемні моделі споруди мають однакову площу поверхні тепловіддачі, але різні висоту й довжину. CFD-моделювання тепловіддачі споруд у вітровому потоці в тривимірній постановці дозволило встановити деякі особливості тепловіддачі огорожувальних конструкцій залежно від висоти будівлі та характеристик вітрового потоку. Зокрема показано, що середні вздовж поверхні значення густини теплового потоку збільшуються з ростом висоти будівлі. Результати розрахунку середньої густини теплового потоку на поверхні будівель свідчать про її залежність від висоти цієї будівлі. Ця залежність спостерігається лише для будинків заввишки до 30 м. Для більш високих будинків ця залежність незначна. Отримані в результаті моделювання локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі на навітряному й завітряному фасадах будівлі свідчать про некоректність застосування в практиці будівництва значення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_k = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ для зовнішніх поверхонь огорожувальних конструкцій. Для навітряних фасадів більш підходить поліноміальна модель для коефіцієнта тепловіддачі, а для завітряних – формула Франка.

Ключові слова: будівля, вітровий потік, коефіцієнт тепловіддачі.

Вступ. Відомо, що основними джерелами тепловтрат є кінцеві споживачі енергії – житлові, громадські та виробничі будівлі. Оцінка ефективності використання теплоти в зазначених об'єктах та їхніх інженерних системах незалежно від їхньої складності ґрунтується на застосуванні теплового балансу, що відображає кількісну сторону теплових процесів.

У тепловому балансі будівель основні тепловтрати відбуваються через огорожувальні конструкції. У деяких випадках тепловтрати, які залежать від конвективної тепловіддачі з поверхонь фасадів будівель, складають до 60% від загальних тепловтрат споруди. Значення конвективної складової теплових потоків на поверхнях фасадів будівель оцінюються на основі різниці температури ΔT , К, між поверхнею будівлі і повітрям, а також за зовнішніми коефіцієнтами тепловіддачі α_k , Вт/(м²·К).

Останні дослідження та публікації. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішніх фасадах будівель не є простою процедурою. Вони залежать від широкого переліку параметрів [1], серед яких:

- швидкості вітру в приземному шарі атмосфери;
- напрямку вітру відносно орієнтації фасадів (кут атаки вітрового потоку);
- орієнтації поверхонь відносно вітру (наві-

тряна або підвітряна поверхня);

- кута нахилу поверхні відносно площини землі (у крайніх випадках – горизонтальний і вертикальний);
- типу місцевості;
- впливу поруч розташованих будівель;
- текстури поверхні;
- різниці температури поверхні та повітря (ΔT);
- розміру поверхні;
- співвідношення сторін.

У роботах [1, 2] проаналізовано різні емпіричних співвідношення, які належним чином описують залежність конвективного теплового потоку від зазначених факторів. Більшість цих співвідношень входить до складу програмних пакетів моделювання енергетичних характеристик будівель і споруд.

Однак, як показано в [3], наявні формули для зовнішніх коефіцієнтів тепловіддачі огорожувальних конструкцій будівель або не повністю, або взагалі не враховують вплив геометрії будівель. Тому в роботах [3, 4] за допомогою CFD моделювання отримано функції залежності зовнішнього коефіцієнта тепловіддачі від висоти H , м, і довжина будівлі W , м (рис. 1).

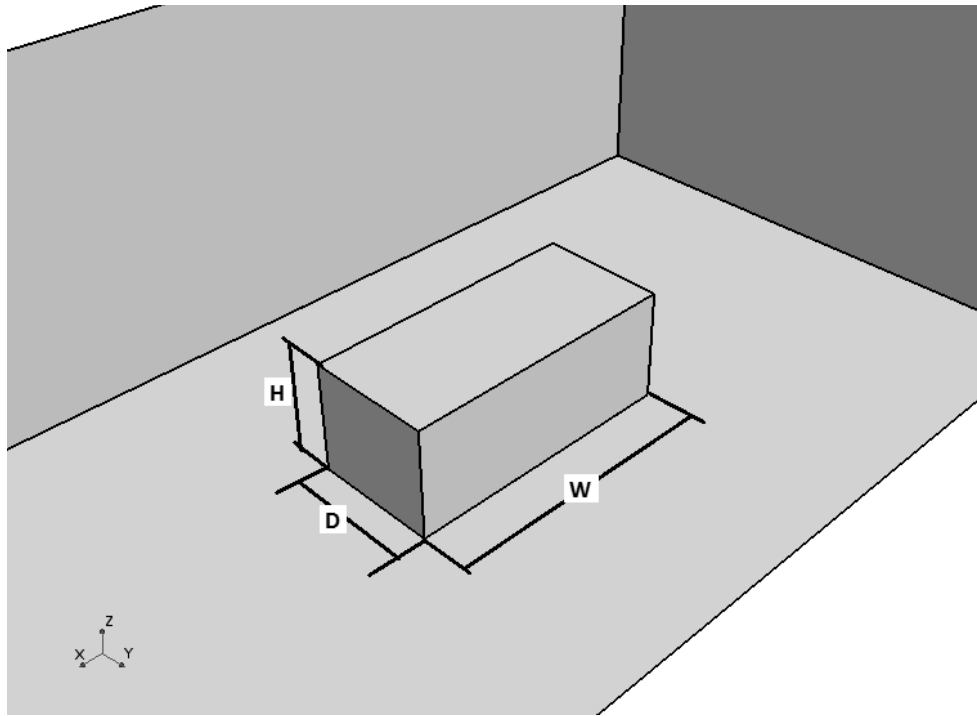


Рис. 1. Геометрична модель будівлі

Останнім часом CFD-моделювання все частіше використовується для прогнозування конвективної теплопередачі на зовнішніх поверхнях будівель [5, 6]. Серед основних переваг CFD-моделювання взаємодії будівлі з вітровим потоком можна виділити його можливості одержання результатів для конкретної будівлі будь-якої конфігурації та отримання даних з високою просторовою роздільною здатністю. Крім того, у зовнішніх атмосферних умовах може бути розглянуто будь-яку швидкість і напрямок вітрового потоку.

У результаті моделювання стає доступною детальна інформація про польові функції вітрового потоку, зокрема

- швидкість, м/с;
- температура, К або °С;
- теплові потоки, Вт, їхня густина Вт/м²;
- тиск, Па
- турбулентні характеристики.

Тому в сучасних умовах при проектуванні нових та реконструкції старих будівель доцільно використовувати CFD-моделювання.

Чисельна модель. У даному дослідженні розглядаються прямокутні будівлі заввишки $H = 10; 16,55; 30$ м, відповідно, завдовжки $W = 60; 40; 20$ м (рис. 1). Всі будівлі мають однакову площу фасадів разом з дахами $S = 2640$ м². Будівлі моделюються тільки контуром (тобто лише оболонкою), який не враховує інші теплофізичні характеристики споруд.

На вході до розрахункової області CFD моделі встановлюються розподіл уздовж вертикальної координати середньої горизонтальної

швидкості вітру U , м/с, (згідно з логарифмічним законом), турбулентної кінетичної енергії k , м²/с², та швидкості турбулентного розсіювання ε , м²/с³, згідно з Річардсом та Хоксі [7].

$$U(z) = \frac{u}{\kappa} \ln \left(\frac{z+z_0}{z_0} \right), \text{ м/с,}$$

$$k(z) = u^2 / \sqrt{C_\mu}, \text{ м}^2/\text{с}^2,$$

$$\varepsilon(z) = \frac{u^3}{\kappa(z+z_0)},$$

де u – швидкість тертя, м/с; $\kappa = 0,4187$ – постійна Кармана; z – висота над землею, м; z_0 – довжина аеродинамічної шорсткості, м.

Наведені вище формули характеризують нейтральний атмосферний граничний шар, у якому турбулентність не залежить від термічної стратифікації навколишнього повітря. Швидкість тертя пов'язана з характерною швидкістю вітру $U(10)$, м/с, на висоті флюгера $z = 10$ м. У даному випадку вважається, що $U(10) = 5$ м/с. Параметр $z_0 = 1$ м, що відповідає земній поверхні в середині сучасного міста без хмарочосів [8].

Вітер спрямовано перпендикулярно до навітряної поверхні будівель. Температура вітрового потоку на вході до розрахункової області становить мінус 10 °С, тобто використовуються середні температурні умови січня-місяця для клімату м. Києва. На зовнішніх поверхнях будівель задається температура +5 °С, що відповід-

ає граничним умовам першого роду.

Взаємодія окремо розташованої будівлі з турбулентним вітровим потоком у приземному шарі атмосфери в стаціонарній постановці описується усередненою за Рейнольдсом системою рівнянь Нав'є-Стокса, яка замикається рівняннями для кінетичної енергії турбулентності та дисипації кінетичної енергії турбулентності згідно з k - ϵ моделлю турбулентності. Крім того, до загальної системи рівнянь входять рівняння нерозривності, енергії та стану ідеального газу. Чисельне рішення загальної системи рівнянь було виконано за допомогою CFD пакетів StarCCM та ANSYSFluent.

Досліджувалася лише конвективна складова тепловіддачі, а радіаційний теплообмін не брався до уваги. Розрахункові сітки прийнято прямокутні та багатогранні з кількістю елементів від 1600 до 4500 тисяч. Збіжність розв'язку оцінювалася шляхом моніторингу середньої вздовж поверхні густини теплового потоку на поверхні будівлі.

Результати моделювання. У результаті чисельного розв'язання описаної вище задачі отримано всі необхідні польові функції, що використовувалися для оцінки теплових потоків з фасадів будівель. При обробленні результатів було проведено аналіз чутливості, при якому розрахункова сітка зменшувалась у два рази. Цей аналіз показав, що чисельні значення польових функцій відрізняються між собою не більше ніж на 2 %.

Побудовано графіки усередненої за зовнішніми поверхнями будівель густини теплових потоків (рис. 2), Вт/м² в CFD пакетах StarCCM та ANSYSFluent. Розбіжність результатів (2...6 %) можна пояснити різними схемами чисельної апроксимації, кількістю розрахункових елементів, способом розв'язання системи дискретних рівнянь тощо.

Дані рис. 2 свідчать про те, що для будинків заввишки $z < 25...30$ м втрати теплоти з їхніх поверхонь зростають зі збільшенням висоти будинку. Для будинків заввишки понад $z = 25...30$ м втрати теплоти крізь огорожувальні конструкції за рахунок конвективної складової теплового потоку припиняють зростати зі збільшенням їхньої висоти.

Слід зазначити, що наведені результати тільки якісно описують залежність тепловтрат з поверхні будівлі від її висоти, тому що на поверхні будівлі задані довільні постійні значення температури. Більш точні значення цих величин можуть бути одержані при спряженій постановці задачі, коли температурні умови задаються всередині будівлі і при розв'язанні задачі враховується перенесення теплоти через

її огорожувальні конструкції.

Водночас, навіть при розглянутій спрощеній постановці задачі, при якій постійне значення температури задається на зовнішній поверхні огорож, одержані розподіли коефіцієнтів тепловіддачі будуть близькими к дійсним. Мабуть внаслідок цього значна кількість досліджень, зокрема ті, що представлені в роботах [3-6], мають на меті оцінити значення саме коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній поверхні. Тому отримані в даній роботі результати по визначенню коефіцієнтів тепловіддачі доцільно порівняти з результатами інших авторів.

Як свідчать результати на рис. 3, залежність локальних значень коефіцієнта тепловіддачі від висоти будівель для навітряних фасадів мають подібний характер. Інтервал зміни чисельних значень теж майже однаковий: від $\alpha_k = 3...5$ Вт/(м²·К) (біля поверхні ґрунту) до $\alpha_k = 63...64$ Вт/(м²·К) (в області відриву потоку у верхній кромці фасаду). Теж саме стосується й коефіцієнтів тепловіддачі і на завітряних фасадах.

Для порівняння значення коефіцієнта тепловіддачі також розраховано за відомими емпіричними залежностями від швидкості вітру на висоті флюгера $U(10)$, м/с, яка у даному випадку становить 5 м/с. До речі, формула Франка [9] дає значення $\alpha_k = 21,1$ Вт/(м²·К), яке лише на 8 % відрізняється від рекомендованих в [10] значень коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_k = 23$ Вт/(м²·К) для зовнішніх поверхонь огорожувальних конструкцій для будівель та споруд. Жодна з формул не забезпечує універсального опису тепловіддачі розглянутої споруди при різних геометричних розмірах. Однак для більшості випадків для навітряних фасадів кращий аналітичний опис забезпечує поліноміальна модель, а для завітряних – формула Франка.

Висновки. Результати розрахунку середньої густини теплового потоку на поверхні будівель свідчать про її залежність від висоти будівлі, тобто від її архітектурних особливостей. Ця залежність спостерігається лише для будинків заввишки до 25...30 м. Для більшої висоти ця залежність стає незначною. Отримані локальні значення коефіцієнта тепловіддачі на навітряному та завітряному фасадах будівлі свідчать про некоректність застосування в практиці будівництва значення $\alpha_k = 23$ Вт/(м²·К) для зовнішніх поверхонь огорожувальних конструкцій. Зокрема для навітряних фасадів більш підходить поліноміальна модель коефіцієнта тепловіддачі, а для завітряних – формула Франка.

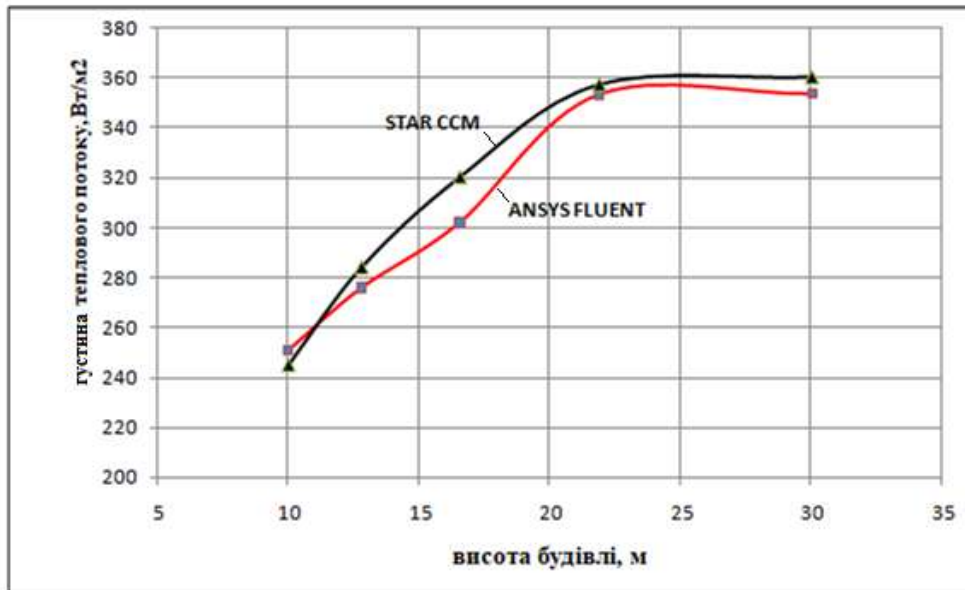


Рис. 2. Значення середньої густини теплових потоків на поверхні огорожувальних конструкцій в залежності від висоти будівлі

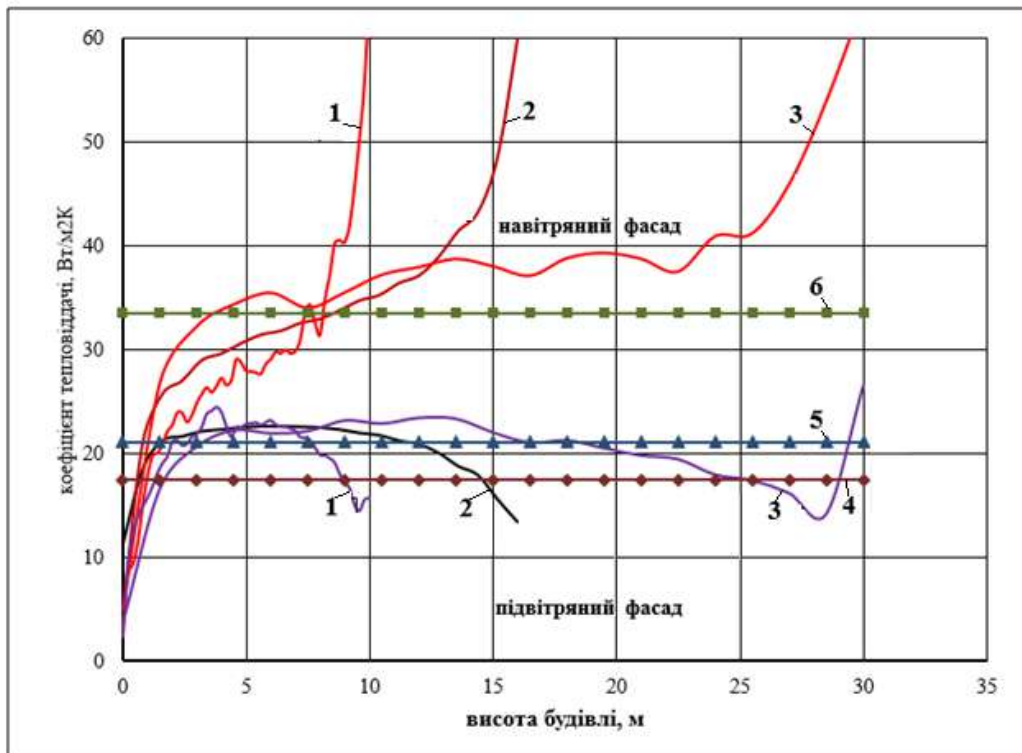


Рис. 3. Локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі по середнім лініям фасадів:
 1 – висота будівлі $H = 10$ м; 2 – $H = 16$ м; 3 – $H = 30$ м; 4 – дані [4];
 5 – формула Франка [9]; 6 – поліноміальна модель [1]

Література

1. Mirsadeghi M. Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: implementation and uncertainty / M. Mirsadeghi, D. Cóstola, B. Blocken, J.L.M. Hensen // Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 56. – Iss. 1–2. – P. 134-151. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.003G>
2. Palyvos J.A. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems modeling / J.A. Palyvos // Applied Thermal Engineering. – 2008. – Vol. 28. – Iss. 8–9. – P. 801-808. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.005>
3. Iousef S. Impact of exterior convective heat transfer coefficient models on the energy demand prediction of buildings with different geometry / S. Iousef, H. Montazeri, B. Blocken, P. Wesemael // Building Simulation. – 2019. – Vol. 12. – P. 797–816. <https://doi.org/10.1007/s12273-019-0531-7>
4. Montazeri H. CFD analysis of forced convective heat transfer coefficients at windward building facades:

Influence of building geometry / H. Montazeri, B. Blocken, D. Derome, J. Carmeliet, J.L.M. Hensen // *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. – 2015. – Vol. 146. – P. 102-116. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.07.007>

5. Emmel M.G. New external convective heat transfer coefficient correlations for isolated low-rise buildings / M.G. Emmel, M.O. Abadie, N. Mendes // *Energy and Buildings*. – 2007. – Vol. 39. – Iss. 3. – P. 335-342. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.08.001>

6. Defraeye T. CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer / T. Defraeye, B. Blocken, J. Carmeliet // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 53. – Iss. 1-3. – P. 297-308. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.029>

7. Richards P.J. Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the k-ε turbulence model / P.J. Richards, R.P. Hoxey // *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. – 1993. – Vol. 46-47. – P. 145-153. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(93\)90124-7](https://doi.org/10.1016/0167-6105(93)90124-7)

8. Wieringa J. Updating the Davenport roughness classification / J. Wieringa // *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. – 1992. – Vol. 41. – Iss. 1-3. – P. 357-368. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90434-C](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90434-C)

9. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К. Ф. Фокин. – Москва «АВОК-ПРЕСС», 2006. – 252 с.

10. ДБН В.2.6-31:2016. Теплова ізоляція будівель. – Чинні від 01.04.2017. – Київ: Укрархбудінформ, 2017. – 37 с.

References

1. Mirsadeghi M., Cóstola D., Blocken B., Hensen J.L.M. «Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: implementation and uncertainty». *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 56. Iss. 1–2. P. 134-151. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.003>

2. Palyvos J.A., «A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling». *Applied Thermal Engineering*. 2008. Vol. 28. Iss. 8–9. P. 801-808. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.005>

3. Iousef S., Montazeri H., Blocken B., Wesemael P. «Impact of exterior convective heat transfer coefficient models on the energy demand prediction of buildings with different geometry». *Building Simulation*. 2019. Vol. 12. P. 797–816. <https://doi.org/10.1007/s12273-019-0531-7>

4. Montazeri H., Blocken B., Derome D., Carmeliet J., Hensen J.L.M. «CFD analysis of forced convective heat transfer coefficients at windward building facades: Influence of building geometry». *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2015. Vol. 146. P. 102-116. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.07.007>

5. Emmel M.G., Abadie M.O., Mendes N. «New external convective heat transfer coefficient correlations for isolated low-rise buildings». *Energy and Buildings*. 2007. Vol. 39. Iss. 3. P. 335-342. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.08.001>

6. Defraeye T., Blocken B., Carmeliet J. «CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer». *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 53. Iss. 1-3. P. 297-308. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.029>

7. Richards P.J., Hoxey R.P. «Appropriate boundary conditions for computational wind engineering models using the k-ε turbulence model». *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 1993. Vol. 46-47. P. 145-153. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(93\)90124-7](https://doi.org/10.1016/0167-6105(93)90124-7)

8. Wieringa J. «Updating the Davenport roughness classification». *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 1992. Vol. 41. Iss. 1-3. P. 357-368. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90434-C](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90434-C)

9. Фокин К. Ф. *Строительная теплотехника ограждающих частей зданий*. «АВОК-ПРЕСС» 2006.

10. *Теплова ізоляція будівель*. ДБН В.2.6-31:2016, Укрархбудінформ, 2017.

УДК 536.24 : 697.134

Влияние архитектурных особенностей зданий на тепловые потери с их фасадов

Б.И. Басок¹, Б. В. Давыденко², В. Г. Новиков³, М. П. Новицкая⁴

¹ д.т.н., проф., член-кор. НАН Украины, зав. отделом, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, basok@ittf.kiev.ua, ORCID:0000-0002-8935-4248

² д.т.н., ст. наук. сотрудник, гл. науч. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, bdavydenko@ukr.net, ORCID:0000-0001-8738-7612

³ к.т.н., ст. наук. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, nvg52@i.ua, ORCID:0000-0003-1062-7336

⁴ к.т.н., ст. наук. сотрудник, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина mmarina@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2867-101X

Аннотация. В работе представлены результаты численного исследования теплоотдачи с наружных поверхностей отдельно стоящих сооружений в приземном слое атмосферы. Схемные модели сооружения имеют одинаковую площадь поверхности теплоотдачи, но разные высоты и длины. CFD-моделирование теплоотдачи сооружений в ветровом потоке в трёхмерной постановке позволило установить некоторые особенности теплоотдачи ограждающих конструкций в зависимости от высоты строения и характеристик ветрового потока. В частности, показано, что среднее по поверхности значение плотности теплового потока увеличивается с ростом высоты здания. Результаты расчёта средней плотности теплового потока на поверхности зданий свидетельствуют о ее зависимости от высоты этого здания. Эта зависимость наблюдается только для зданий с высотой менее 30 м. Для более высоких зданий эта зависимость незначительна. Полученные в результате моделирования локальные значения коэффициентов теплоотдачи на наветренном и подветренном фасадах строения свидетельствуют о некорректности применения в практике строительства значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_k=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ для наружных поверхностей ограждающих конструкций. Для наветренных фасадов более подходит полиномиальная модель для коэффициента теплоотдачи, а для подветренных – формула Франко для α_k .

Ключевые слова: здание, ветровой поток, коэффициент теплоотдачи .

UDC 536.24 : 697.134

Influence of architectural features of buildings on heat losses from their facades

B. Basok¹, B. Davydenko², V. Novikov³, M. Novitska⁴

¹ Sc.D, professor, Corresponding member NAS of Ukraine, Head of Department, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, basok@ittf.kiev.ua, ORCID:0000-0002-8935-4248

² Sc.D, Senior Researcher, Chief Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, bdavydenko@ukr.net, ORCID:0000-0001-8738-7612

³ PhD, Senior Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, nvg52@i.ua, ORCID: 0000- 0003-1062-7336

⁴ PhD, Senior Researcher, Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine, mmarina@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2867-101X

Abstract. In the heat balance of buildings, the main heat loss occurs through enclosing structures. Determining the heat transfer coefficients on the exterior facades of buildings is not an easy procedure, as they depend on a wide range of parameters: wind speed in the surface atmosphere, wind direction relative to the orientation of facades, surface orientation relative to wind, surface angle relative to the ground plane, type terrain, the impact of adjacent buildings, surface texture, surface and air temperature differences, surface size and aspect ratio, etc. The paper presents the results of a numerical study of heat transfer from the outer surfaces of separately located structures in the surface layer of the atmosphere. Schematic models of the building have the same heat transfer surface area, but different heights and lengths. CFD-modeling of heat transfer of buildings in the wind flow in a three-dimensional setting allowed to establish some features of heat transfer of enclosing structures depending on the height of the building and the characteristics of the wind flow. In particular, it is shown that the average surface values of heat flux density increase with increasing building height. The results of the calculation of the average heat flux density on the surface of buildings indicate its dependence on the height of this building. This dependence is observed only for houses with a height of less than 30 m. For taller houses, this dependence is insignificant. The local values of heat transfer coefficients on the windward and leeward facades of the building obtained as a result of modeling indicate incorrect application of heat transfer coefficient values $\alpha_k = 23 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ for construction practice for external surfaces of enclosing structures. For windward facades, a polynomial model for the heat transfer coefficient is more suitable, and for leeward ones, the Frank formula for α_k .

Keywords: building, wind flow, heat transfer coefficient.

Надійшла до редакції / Received 05.04.2021

УДК 621.18-182.2

Чисельне моделювання параметрів теплової схеми системи утилізації відхідної теплоти

Ю. О. Бурда¹, Ю.О. Півненко², І.О. Редько³, А. Д. Череднік⁴, О. В. Приймак⁵

¹к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, burda.yurii.1991@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

²к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, Pivnenko.Yura@gmail.com, ORCID 0000-0002-6675-2649

³д.т.н., проф. Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна, germes_s2006@ukr.net, ORCID:0000-0002-9863-4487

⁴к.т.н., асист. Харківський національний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна, artemcherednicc@gmail.com ORCID 0000-0002-3385-0584

⁵д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, O2opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

Анотація. Гібридні енергетичні установки вперше запропоновано при розробленні геотермальних родовищ Камчатки в 1964-66 роках. Установка складається з двох контурів, у яких використовується турбіна на водяній парі з температурою до 200 °С і ступенем сухості 5 % і турбіна на хладоні R 12 потужністю 5 МВт. Електрична потужність становить 12 МВт. Гібридні енергетичні установки також використовуються в металургії, цементній і скляній галузях промисловості, де використовується теплота відхідних газів з температурою до 350 °С. Особливістю проектних розрахунків є невизначеність зміни протягом майбутнього терміну експлуатації частини початкових даних, зокрема питомих вартісних показників. Збільшення кількості елементів схем та можливих комбінацій їх з'єднань між собою, розширення діапазонів змін початкових даних, фактори системності та невизначеності значно ускладнюють вибір остаточного варіанта теплової схеми. Розрахункові дослідження показали доцільність використання двоконтурної схеми зі збільшеною витратою органічного робочого тіла порівняно з триконтурною. Це незначно зменшує потужність, однак суттєво спрощує і здешевлює систему.

Ключові слова: чисельне моделювання, системи утилізації відхідного тепла, геотермальна електростанція, гібридні енергетичні установки

Вступ. Сталий розвиток міських систем теплопостачання передбачає їхню динамічну еволюцію спільно з іншими енергетичними системами. Факторами сталого розвитку міських систем теплопостачання є:

- екологічні;
- містобудівні;
- інфраструктурні;
- економічні.

Актуальність дослідження. Гібридні енергетичні установки були вперше запропоновані при розробці геотермальних родовищ Камчатки в 1964-66 роках. Установка складається з двох контурів, в яких використовується турбіна на водяній парі з температурою до 200 °С при цьому ступінь сухості водяної пари становить 5% і турбіна на хладоні R12 потужністю 5 МВт [1]. Електрична потужність становить 12 МВт. Гібридні енергетичні установки також використовуються в металургії, цементній і скляній галузях промисловості де використовується теплота відхідних газів з температурою до 350 °С.

Утилізація теплоти відхідних газів і долучення систем утилізації теплоти відхідних газів (WHRS – Waste Heat Recovery System) до міських систем теплопостачання підвищує

стійкість останніх. Розрізняють різні WHRS.

Останні дослідження та публікації. Значний внесок у дослідження даної теми зробили М. Ф. Боженко, Ю. О. Гічов, О. М. Головченко, О. Ф. Редько, В. В. Студинський, І. В. Штуй та інші [1-20].

Задача підвищення ефективності використання енергоресурсів призводить до переходу від типових теплових схем до індивідуальних схем, ускладнених турбінами, двигунами внутрішнього згоряння, тепловими насосами, гібридними енергетичними установками тощо. Системний характер означеної задачі викликає необхідність її розгляду в комплексі з екологічними, біологічними, економічними й технічними проблемами. [2-4]

Особливістю проектних розрахунків є невизначеність зміни протягом майбутнього терміну експлуатації частини початкових даних, зокрема питомих вартісних показників. значно ускладнюють вибір остаточного варіанта теплової схеми [5-6]:

- збільшення кількості елементів схем та можливих комбінацій їхніх з'єднань між собою;
- розширення діапазонів змін початкових даних;

- фактори системності та невизначеності.

Формулювання цілей статті. Підтвердити доцільність утилізації теплоти відхідних газів з виробництвом електроенергії у міських системах теплопостачання.

Основна частина. Виконаємо чисельне дослідження дво- та триконтурної схем систем утилізації теплоти відхідних газів (рис. 1) в умовах, характерних для міської системи теплопостачання. Температура джерела теплоти становить 623,15 К (350 °С), параметри вологої пари: температура пари $T = 523,15$ К (250 °С), тиск пари $P = 3976$ кПа, ступінь сухості пари $x = 0,5$. Масова витрата води в першому контурі становить $G = 1,24$ кг/с. З метою підвищення ефективності енергетичного циклу та зменшення температури відхідних газів досліджено можливість максимального випарювання води та збільшення витрати води у циклі. [9-11].

У результаті розрахунку триконтурної схеми (рис. 1б) отримано параметри робочих тіл у табл. 1. Загальна потужність виробленої електроенергії з урахуванням коефіцієнта корисної дії генераторів та потужності насоса СР становить 491,5 кВт, що є суттєвим внеском до системи електропостачання.

Замінімо органічне робоче тіло третього контура на те ж, що і в другому – R152a [7-8]. Отримаємо потужність турбін

- парової – 273,0 кВт;
- на органічному робочому тілі – 171,2 та 92,1 кВт.

Загальна електрична потужність досягає

502,9 кВт, тобто зростає на 2 %.

Порівняємо результати з двоконтурною схемою (рис. 1а). Витрати робочого тіла другого контура підвищено з метою зниження температури відхідних газів [17-20].

У результаті маємо параметри робочого тіла в табл. 2. При цьому термодинамічні параметри на вході та виході турбін залишаються тими ж. Отримаємо потужність турбін

- парової – 273,0 кВт;
- на органічному робочому тілі – 171,2 та 227,1 кВт.

Загальна електрична потужність досягає 486,9 кВт, тобто зменшується на 0,94 % порівняно з першим випадком та 3,18 % – з другим. Така втрата потужності є несуттєвою порівняно зі зростанням складності та вартості на влаштування триконтурної схеми.

Висновки. Проведені розрахункові дослідження дво- та триконтурної теплової схеми (за умови температури скидної теплоти 623,15 К або 350 °С) показали доцільність утилізації теплоти відхідних газів з виробництвом електроенергії. Найбільш доцільним є реалізація саме двоконтурної теплової схеми з підвищенням витрати органічного робочого тіла. Це призводить до значного спрощення та здешевлення обладнання з несуттєвим зменшенням потужності

Перспективи подальших досліджень. В подальшому плануються дослідження для гібридних установок за іншими робочими тілами.

Література

1. Redko I. Energy efficiency of buildings in the cities of Ukraine under the conditions of sustainable development of centralized heat supply systems / I. Redko, A. Ujma, A. Redko, S. Pavlovskiy, O. Redko, Yu. Burda // Energy and Buildings. – 2021. – Vol. 247. – 110947. – <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110947>
2. Шарапов В. І. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В. І. Шарапов, П. В. Ротов. – Москва: Издательство "Новости теплоснабжения", 2007. – 164 с.
3. Redko A. Aerodynamic Processes and Heat Exchange in the Furnace of a Steam Boiler with a Secondary Emitter / A. Redko, R. Dzhyoiev, A. Davidenko, A. Pavlovskaya, S. Pavlovskiy, I. Redko, N. Kulikova, O. Redko // Alexandria Engineering Journal. – 2019. – Vol. 58, Iss. 1. – P. 89-101. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.006>.
4. Кувшинов Ю.Я. Основы обеспечения микроклимата зданий / Ю. Я. Кувшинов, О. Д. Самарин. – Москва: Издательство АСВ, 2012. – 198 с.
5. Самарин О.Д. Теплофизика. Энергосбережение. Энергоэффективность / О. Д. Самарин // Москва: Изд-во АСВ. – 2014. – 296 с.
6. Redko A. Simulation and optimization of heat-exchanger parameters of heat pipes by changes of entropy / A. Redko, N. Kulikova, O. Redko, S. Pavlovskiy // Heat Transfer Research. – 2018. – Vol. 49. – Iss. 16. – P. 1545-1557. DOI: 10.1615/HeatTransRes.2018019336
7. Седнин В. А. Оптимизация параметров температурного графика отпуска теплоты в теплофикационных системах / В. А. Седнин А. В. Седнин, М. Л. Богданович // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2009. – №4. – С. 55-62.
8. Дорошенко Ж. Ф. О целесообразности использования пониженного графика работы цст муниципальных систем теплоснабжения / Ж. Ф. Дорошенко, Г. И. Ковальчук, М. Д. Потапов // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXV міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2017, 17-19 травня 2017р.: у 4 ч. Ч. III. – Харків: НТУ «ХПІ». – р. 24. – URL: http://pim.net.ua/arch_f_tez_mic_17_III.pdf

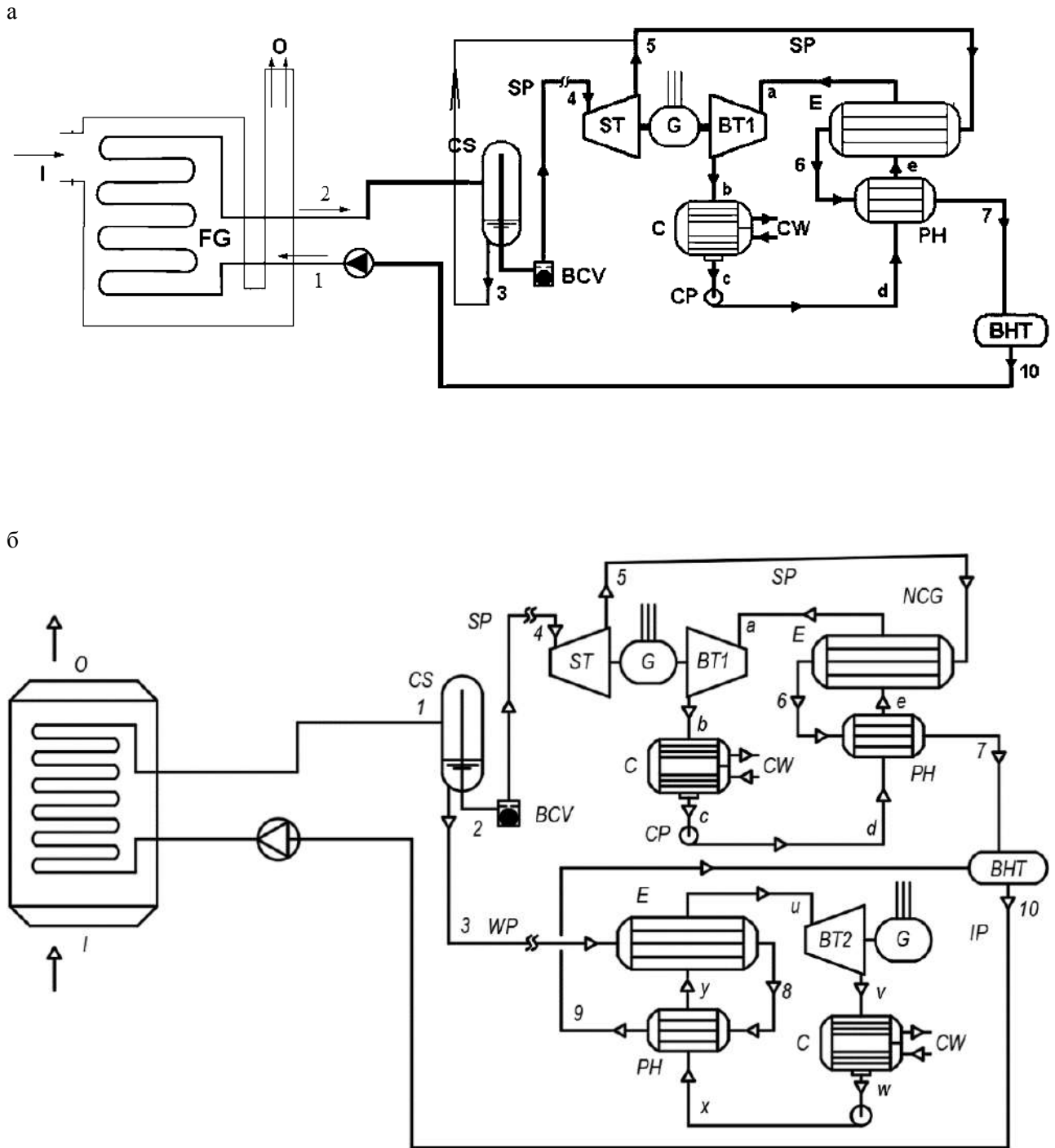


Рис. 1. Теплова схема WHRS: а – двоконтурна; б – триконтурна:

FG – котел-утилізатор; CS – сепаратор; SP – паропровід; ST – турбіна на водяній парі; G – генератор; BT1 і BT2 – турбіни на органічних робочих тілах; E – випарник і конденсатор; PH – теплообмінник; C – конденсатор органічного робочого тіла;

CP – насос; CW – охолоджувальна вода; I – вхід відхідних газів; O – вихід відхідних газів;

вода в агрегатному стані рідини та пари циркулює в контурі 1-2-3-4-5-6-7-(8-9)-10, у дужках виділено точки, наявні лише у триконтурній схемі; перше органічне робоче тіло циркулює в контурі a-b-c-d-e, а друге – u-v-w-x-y

Параметри робочих тіл для триконтурної схеми

№	Тиск P, кПа	Температура T, К (перший рядок), °C (другий рядок)	Ступінь сухості x	Ентропія s, кДж/(кг·К)	Ентальпія i, кДж/кг	Витрата G, кг/с
Контур I. Робоче тіло – вода. Потужність турбіни 286,0 кВт						
1	3976	310,49 37,34	0	0,5352	-15766	1,24
2	3976	523,15 250	0,5	4,433	-13982	1,24
3	3976	523,15 250	0	2,794	-14840	0,62
4	3976	523,15 250	1	6,073	-13124	0,62
5	150	384,55 111,4	0,8751	6,502	-13510	0,62
6	150	384,55 111,4	0,4167	3,847	-14530	0,62
7	150	309,72 36,57	0	0,5262	-15772	0,62
8	3976	405,35 132,2	0	1,654	-15367	0,62
9	3976	309,62 36,47	0	0,5235	-15769	0,62
10	150	310,08 36,93	0	0,531	-15770	1,24
Контур II. Органічне робоче тіло R152a. Потужність турбіни 161,8 кВт						
a	3500	379,35 106,2	1	2,642	-7199	4,63
b	675	302,48 29,33	0,9745	2,682	-7236	4,63
c	675	302,47 29,32	0	1,788	-7507	4,63
d	3500	304,85 31,7	0	1,791	-7502	4,63
e	3500	373,95 100,8	0	2,276	-7336	4,63
Контур III. Органічне робоче тіло R601a. Потужність турбіни 70,1 кВт						
u	5000	133,15 160,0	1	2,789	-7128	1,55
v	675	341,41 68,26	1	2,845	-7184	1,55
w	675	302,45 29,30	0	1,788	-7507	1,55
x	5000	306,04 32,89	0	1,792	-7500	1,55
y	5000	377,55 104,40	0	2,26	-7339	1,55

Параметри робочих тіл для двоконтурної схеми

№	Тиск P, кПа	Температура T, К (перший рядок), °С (другий рядок)	Ступінь сухості x	Ентропія s, кДж/(кг·К)	Ентальпія i, кДж/кг	Витрата G, кг/с
Контур I. Робоче тіло – вода. Потужність турбіни 286,0 кВт						
1	3976	312,39 39,24	0	0,5605	-15758	1,24
2	3976	523,15 250	0,5	4,433	-13982	1,24
3	3976	523,15 250	0	2,794	-14840	0,62
4	3976	523,15 250	1	6,073	-13124	0,62
5	150	384,55 111,4	0,8751	6,502	-13510	0,62
5a	150	384,55 111,4	0,5765	4,773	-14170	1,24
6	150	384,55 111,4	0,2547	2,909	-14891	1,24
7	150	311,95 38,8	0	0,5564	-15763	1,24
10	150	311,95 38,8	0	0,5564	-15763	1,24
Контур II. Органічне робоче тіло R152a. Потужність турбіни 227,1 кВт						
a	3500	379,35 106,2	1	2,642	-7199	6,5
b	675	302,48 29,33	0,9745	2,682	-7236	6,5
c	675	302,47 29,32	0	1,788	-7507	6,5
d	3500	304,83 31,68	0	1,791	-7502	6,5
e	35000	373,95 100,8	0	2,276	-7336	6,5

9. Marchesi R. Experimental analysis of radiators' thermal output for heat accounting / Marchesi R., Rinaldi F., Tarini C., Arpino F., Cortellessa G., Dell'isola M., Ficco G. // Thermal Science. – 2019. – Vol. 23. – № 2B. – P. 989-1002. <https://doi.org/10.2298/TSCI170301168M>

10. Редько А. О. Застосування абсорбційного теплового насоса в умовах наявної теплоелектроцентралі / А. О. Редько, І. О. Редько, С. В. Павловський, Ю. О. Бурда, Ю. О. Півненко, С. О. Алфьоров // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. – 2020 – Вип. 34. – С. 57-62, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.34.57-62>

11. Яковлев, Б. В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б. В. Яковлев. – Москва: Новости теплоснабжения, 2008. – 447 с.

12. Panferov V.I. On the optimal control of the coolant temperature in heat networks / Panferov V.I., Gavey O.F. // Computer technology, management, electronics. – 2014. – № 4. – P. 65-70.

13. Череднік А. Д. Моделювання та оптимізація систем променевого опалення за критерієм мінімуму виробництва ентропії / А. Д. Череднік, Ю. О. Бурда, Ю. О. Півненко І. О. Редько // Науковий вісник будівництва. – 2020. – Т. 3. – № 101. – С. 190-197.

14. Кролин А. Эффективное теплоснабжение: датский опыт [Электронный ресурс] / А. Кролин // ЭнергоРынок. – 2005. – № 4. – Режим доступа: http://www.e.m.ru/er/2005_04/22708/

15. Lund H. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems / H. Lunda, S. Werner, R. Wiltshire, S. Svendsen, J. E. Thorsen, F. Hvelplund, B. V. Mathiesen // Energy. – 2014. – Vol. 68. – P. 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>

16. Гашо Е.Г. О некоторых способах повышения эффективности теплоснабжения: регулирование или автономное отопление? / Е.Г. Гашо, С. А. Козлов, В.П. Кожевников // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 2. – С. 17-22.

17. Loppenhien J.K. Temperature Optimization – Horning District Heating Company has achieved remarkable results / J.K. Loppenhien, P. Jensen // Holtcool. – 2008. – №1. – pp. 14-15

18. Kaganovich B. M. Equilibrium thermodynamic modeling of dissipative macroscopic systems / Kaganovich B.

M., Keiko A.V., Shamansky V.A. // *Advances in Chemical Engineering*. – Vol. 39. – No.C. – 2010. – P.1-74. DOI: [10.1016/S0065-2377\(10\)39001-6](https://doi.org/10.1016/S0065-2377(10)39001-6)

19. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. 9-е изд., стереот. – Москва: Издательство МЭИ, 2009. – 472 с.

20. Редько А. А. Энтропийный анализ процессов сжигания газа в топке водотрубного котла со вторичным излучателем / А. А. Редько, И. А. Редько, Ю. А. Бурда, С. В. Павловский, А. Ф. Редько, А. В. Давиденко // *Инженерно-физический журнал*. – 2021. – Т. 94. – № 1. – С. 219-226.

References

1. Redko I., Ujma A., Redko A., Pavlovskiy S., Redko O., Burda Yu. “Energy efficiency of buildings in the cities of Ukraine under the conditions of sustainable development of centralized heat supply systems”. *Energy and Buildings*. 2021. Vol. 247, 110947 <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110947>

2. Sharapov V.I., Rotov P.V. “Regulirovanie nagruzki sistem teplosnabzheniia”. *Novosti teplosnabzheniia*, 2007.

3. Redko A., Dzhyoiev R., Davidenko A., Pavlovskaya A., Pavlovskiy S., Redko I., Kulikova N., Redko O. “Aerodynamic Processes and Heat Exchange in the Furnace of a Steam Boiler with a Secondary Emitter”. *Alexandria Engineering Journal*. 2019. Vol. 58, Iss. 1. P. 89-101. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.006>.

4. Kuvshinov Yu.Y., Samarin O.D. *Osnovy obespecheniia mikroklimata zdanii*. Izdatelstvo ASV, 2012.

5. Samarin O.D. *Teplofizika. Energoberezhenie. Energoeffektivnost*. Izdatelstvo ASV, 2014.

6. Redko A., Kulikova N., Redko O., Pavlovskiy S. “Simulation and optimization of heat-exchanger parameters of heat pipes by changes of entropy”. *Heat Transfer Research*. 2018. Vol. 49. Iss. 16. P. 1545-1557. DOI: 10.1615/Heat-TransRes.2018019336

7. Sednin V.A., Sednin A.V., Bogdanovich M.L. Optimizatsiia parametrov temperaturnogo grafika otpuska teploty v teplofikatsionnykh sistemakh. *Energetika. Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii i energeticheskikh obiedinenii SNG*. 2009. №4. P. 55-62.

8. Doroshenko J.F., Kovalchuk G.I., Potapov M.D. “O tselesoobraznosti ispolzovaniia ponizhennogo grafika raboty tsst munitsipalnykh sistem teplosnabzheniia.” *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tehnologiia, osvita, zdorovia: tezy dopovidei HXV mizhnarodnoi naukovo-praktichnoi konferentsii MicroCAD-2017, 17-19 travnia 2017 r.: u 4 ch. Ch. III. Kharkiv: NTU «HPI»*. p. 24. http://pim.net.ua/arch_f/tez_mic_17_III.pdf

9. Marchesi R., Rinaldi F., Tarini C., Arpino F. “Cortellessa G. M. Dell’isola G. Ficco Experimental analysis of radiators’ thermal output for heat accounting”. *Thermal Science*. 2019. Vol. 23. № 2B. P. 989-1002. <https://doi.org/10.2298/TSCI170301168M>

10. Redko A. O., Redko I. O., Pavlovskiy S. V., Burda Yu. O., Pivnenko Yu. O., Alferov S. O. “Zastosuvannia absorbttsiinogo teplovogo nasosa v umovakh naiavnoi teploelektrotsentrali”. *Ventilyatsiia, osvItlennia ta teplogazopostachannia: nauk.-tekhn. zb.* 2020. Vyp. 34. P. 57-62, <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.34.57-62>

11. Yakovlev B.V. *Povyshenie effektivnosti sistem teplofikatsii i teplosnabzheniia*. *Novosti teplosnabzheniia*, 2008.

12. Panferov V.I., Gavay O.F. “On the optimal control of the coolant temperature in heat networks”. *Computer technology, management, electronics*. 2014. No 4. P. 65-70.

13. Cherednik A. D., Burda Yu. O., Pivnenko Yu. O. Redko I. O. “Modeliuvannia ta optimizatsiia system promenevoho opalennia za kriteriem minimumu vyrobnytstva entropii”. *Naukoviy visnik budIvnytstva*. 2020. T. 3. № 101. – P. 190-197.

14. Krolin A. “Effektivnoe teplosnabzhenie: datskii opyt”. *EnergoRynok*. 2005. № 4. <http://www.e m.ru/er/2005 04/22708/>

15. Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsene J. E., Hvelplunda F., Mathiesen B.V. “4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems”. *Energy*. 2014. Vol. 68. P. 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>

16. Gasho E. G., Kozlov S. A., Kozhevnikov V. P/. “O nekotorykh sposobah povyisheniya effektivnosti teplosnabzheniia: regulirovanie ili avtonomnoe otoplenie?” *Novosti teplosnabzheniia*. 2007. № 2. P. 17-22.

17. Loppenhien J.K., Jensen P. “Temperature Optimization – Horning District Heatind Company has achieved remarkable results”. *Holtcool*. 2008. №1. P. 14-15.

18. Kaganovich B. M., Keiko A. V., Shamansky V. A. “Equilibrium thermodynamic modeling of dissipative macroscopic systems”. *Advances in Chemical Engineering*. Vol. 39. No.C. 2010. P. 1-74. DOI: [10.1016/S0065-2377\(10\)39001-6](https://doi.org/10.1016/S0065-2377(10)39001-6)

19. Sokolov E. Ya. *Teplofikatsiia i teplovyie seti: Uchebnik dlia vuzov. 9-e izd., stereot*. Izdatelstvo MEI, 2009.

20. Редько А. А., Редько И. А., Бурда Ю.А., Павловский С. В., Редько А. Ф., Давиденко А. В. “Entropiinyi analiz protsessov szhiganiia gaza v topke vodotrubnogo kotla so vtorichnym izluchatelem”. *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*. 2021. T. 94. № 1. С. 219-226.

УДК 621.18-182.2

Численное моделирование параметров тепловой схемы системы утилизации отходящего тепла

Ю. А. Бурда¹, Ю. А. Пивненко², И. О. Редько³, А. Д. Чередник⁴, А. В. Приймак⁵

¹ к.т.н., ассистент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, burda.yurii.1991@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

² к.т.н., ассистент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, Pivnenko.Yura@gmail.com, ORCID 0000-0002-6675-2649

³ д.т.н., профессор, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, г. Харьков, Украина, Germes_s2006@ukr.net, ORCID: 0000-0002-9863-4487

⁴ к.т.н., доцент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина, artemcherednic@gmail.com ORCID 0000-0002-3385-0584

⁵ д.т.н., проф. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, 02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

Аннотация. Гибридные энергетические установки впервые предложены при разработке геотермальных месторождений Камчатки в 1964-66 годах. Установка состоит из двух контуров, в которых используется турбина на водяном паре с температурой до 473,15 К (200 °С) и степенью сухости 5 % и турбина на хладоне R12 мощностью 5 МВт. Электрическая мощность составляет 12 МВт. Гибридные энергетические установки также используются в металлургии, цементной и стеклянной отраслях промышленности, где используется теплота уходящих газов с температурой до 623,15 К (350 °С). Особенностью проектных расчётов является неопределённость конфигурации в течение будущего срока эксплуатации части исходных данных, в том числе удельных стоимостных характеристик. Увеличение количества элементов схем и возможных комбинаций их соединений, расширение диапазонов изменений начальных данных, факторы системности и неопределённости значительно затрудняют выбор окончательного варианта тепловой схемы. Расчётные исследования показали целесообразность использования двухконтурной схемы с увеличенным расходом органического рабочего тела по сравнению с трёхконтурной. Это незначительно уменьшает мощность, однако существенно упрощает и удешевляет систему.

Ключевые слова: численное моделирование, системы утилизации уходящего тепла, ГеоТЭС, гибридные энергетические установки.

UDC 621.18-182.2

Numerical simulation of parameters of the thermal scheme of the waste heat recovery system

Y. Burda¹, Y. Pivnenko², I. Redko³, A. Cherednik⁴, O. Priymak⁵

¹ Ph.D assistant, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkiv, Ukraine, urda.yurii.1991@gmail.com, ORCID 0000-0003-3470-1334

² Ph.D assistant, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkiv, Ukraine, Pivnenko.Yura@gmail.com, ORCID 0000-0002-6675-2649

³ Doctor of technical sciences, prof. Ukrainian state university of railway transport, Ukraine, ihor.redko1972@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2331-7273

⁴ Ph.D, assistant, Kharkiv National University of Civil Engineering and Architecture, Kharkiv, Ukraine, artemcherednic@gmail.com ORCID 0000-0002-3385-0584

⁵ Dr. Hab., prof. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, 02opriymak@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9515-9879

Abstract. Hybrid power plants were first proposed in the development of geothermal deposits in Kamchatka in 1964-66. The unit consists of two circuits, which use a steam turbine with a temperature of up to 200 °C, with a degree of dryness of water vapor is 5% and a turbine on R12 refrigerant with a capacity of 5 MW. Electric power is 12 MW. Hybrid power plants are also used in metallurgy, cement and glass industries where the heat of exhaust gases with temperatures up to 350 °C is used. A feature of the design calculations is the uncertainty of changes during the future life of some of the initial data, in particular, specific cost indicators. The available experience and the analysis of approaches to development of flowing parts of turbines have shown that depending on degree of expansion and expenses of working bodies the corresponding type of flowing part is chosen. The calculated studies of the three-circuit thermal circuit (at a discharge temperature of 350 °C) showed that increasing the parameters of the working fluids is not always rational. Increasing the heat drop on the turbine leads to an increase in the number of turbine stages, but the cost of the working fluid is not enough to abandon the partial drive. The one-dimensional calculation does not show a complete picture of the flow in the flowing part of the turbine, which will have large losses from secondary flows and flows of the working fluid due to the low height of the blades and a high degree of partiality. The results also allow us to conclude that the most appropriate is the implementation of a double-circuit thermal scheme and increase the consumption of working fluids. Increasing the number of circuit elements and possible combinations of their connections, expanding the range of changes in the initial data, factors of systemicity and uncertainty significantly complicate the choice of the final version of the thermal circuit.

Keywords: numerical simulation, source heat recovery systems, hybrid power plant, waste heat recovery system.

Надійшла до редакції / Received 12.04.2021

УДК 622.69:696.2

Зміна складу та якості газу при його русі в системі газопостачанняЮ. Й. Франчук¹¹ к.т.н., ас. Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, franchuk.yy@knuba.edu.ua,
ORCID: 0000-0002-7910-8705

Анотація. Газ, що видобувається на різних родовищах, має різний склад, і відповідно, різні фізичні та хімічні характеристики. Раніше при використанні газу його характеристикам приділяли мало уваги та керувались вимогами ГОСТ 5542-87. З відновленням незалежності України та переходом на ринкові умови господарювання змінилося ставлення до газу. Газ є товаром і має певну ціну. З інтеграцією в Європейський Союз відбулася не лише імплементація європейського законодавства, але й масове використання передової техніки та технологій цих країн. Облік газу буде здійснюватися в одиницях енергії. Це змушує приділяти більшу увагу якості газу, встановлювати жорсткіші вимоги до його компонентного складу та контролювати дотримання нормативних вимог у процесі транспортування й подавання газу кінцевому споживачу. На цей час чинні Кодекс газотранспортних та газорозподільчих систем, Технічний регламент природного газу та інші нормативні документи визначають якість газу за понад 20 параметрами що відповідає Європейським стандартам. Вміст метану в складі природного газу має становити не менше 90 %. Регламентуються також інші складові газу. Проте на різних родовищах вміст метану різний. Ці межі коливаються від 85 % до 99 % метану. Різний склад природного газу впливає на надійність роботи газотранспортної й газорозподільчої систем, а також на роботу окремих кінцевих споживачів. Питання якості газу важливе і при його обліку в Україні та при розрахунках з іншими країнами. Проведено аналіз складу та якості газу при його транспортуванні від родовища до споживача. Визначено, що в розподільчій частині газотранспортної системи України є відхилення якості газу від нормативних вимог. Це призводить до зниження ефективності роботи систем газопостачання.

Ключові слова: газопостачання, якість газу, вміст вуглеводнів, вміст шкідливих речовин, теплота згорання, температура точки роси.

Вступ. Україна на європейському ринку газу виконує функції транспортування та зберігання газу в підземних сховищах. Так, до країн Західної Європи у 2020 році кількість транспортованого газу становила 55,8 млрд. м³ [1]. Середньодобовий об'єм природного газу при цьому становив 114 млн. м³ на добу, а в окремі періоди знижувався до 67 млн. м³. Крім того, в Україні в останні роки споживання газу становить біля 30 млрд. м³. Обсяг власного видобутку – 20,2 млрд. м³. Ці обсяги транспортуються газотранспортною системою України. Половина спожитого газу у країні використовує населення та комунально-побутові споживачі. Загальна довжина українських газопроводів становить 283,2 тис. км, довжина розподільчих мереж – 246,1 тис. км.

Газові мережі в Україні побудовано в 70...80 роки минулого століття. Тоді споживання газу становило понад 110 млрд. м³, основна частина з яких витрачалася на потреби промисловості. При цьому не враховувалась енергетична цінність палива та його склад. Увага приділялася лише питанням безпеки газопостачання й охорони праці.

З відновленням незалежності України та переходом на ринкові стосунки підвищилися нормативні вимоги щодо якості газу. Газ став товаром, який має певну ціну. Більш жорсткими стали вимоги до надійності роботи систем

газопостачання. Газові прилади з підвищеним коефіцієнта корисної дії вимагають дотримання певних вимог до якості газу, а саме теплоти згорання, густини, числа Воббе тощо.

В Україні прийнято Енергетичну стратегію на період до 2035 року. Вона відповідає сучасним світовим тенденціям формування енергетичної політики. Підписання Угоди про асоціацію [2] вимагає проведення розрахунків за газ не в метричних а в енергетичних одиницях. У зв'язку з цим виникає проблема врахування фізико-хімічних властивостей газу при його русі в газотранспортній і газорозподільчій системах.

Актуальність дослідження. Незважаючи на велике значення природного паливного газу в економіці України та широкі перспективи його подальшого використання недостатньо приділялось уваги оцінюванню його якості. Якість газу – це ступінь відповідності його показників встановленим вимогам, яка визначається його складом і фізичними властивостями. Вимоги щодо фізико-хімічних властивостей природного газу встановлено низкою нормативних документів [3, 4, 5].

При визначенні якості газу, який відбирається з газової мережі, спираються на результати його лабораторного дослідження. Оператор публікує результати досліджень уздовж шляху транспортування газу для загального доступу в

мережі Інтернет. Якість газу впливає на об'єм споживання, його енергетичну цінність та, як наслідок, на суму коштів, нарахованих кінцевому споживачу. Також якість газу впливає на стабільність роботи газових мереж та окремих приладів. Наприклад, газ низької якості може мати підвищену засміченість і вологість. За певних умов подавання такого газу та робота газових пристроїв є проблематичною через зменшення перерізу труби або утворення затворів.

Останні дослідження та публікації. Відповідно до Закону України «Про ратифікацію Протоколу про приєднання України до договору про заснування Енергетичного Співтовариства» [6] Україна приєдналася до цього договору та взяла зобов'язання виконувати всі рішення й процедурні акти. За останні роки прийнято Кодекс газотранспортної системи [4], Технічний регламент природного газу [5], Правила безпеки систем газопостачання [7] тощо. Усі ці нормативні документи регламентують правила подачі газу, визначення його якості відповідно до вимог країн Європейського Союзу.

У забезпеченні енергією газ займає в енергетичному балансі одне з провідних місць і складає 30 % загального балансу. Згідно зі стратегією розвитку держави, зростання виробництва та збільшення енергоспоживання газ займатиме і важливе місце в подальшому. В останні роки наша держава споживає біля 30 млрд. м³ газу.

Аналіз прогнозованого балансу первинного постачання енергії в Україні на період до 2035 року показує, що суттєво збільшується частка первинної енергії за рахунок відновлюваних джерел. Водночас природний газ як був, так і залишається основним екологічно чистим енергоносієм. Тим більш, що в Україні достатні запаси природного газу (тільки в розвіданих родовищах запаси біля 1,5 трлн. м³).

Основними проблемами сучасних систем газопостачання (рис. 1) є забезпечення їх надійної й безаварійної роботи та дотримання належної якості газу, що транспортується. Якість газу [8] визначається дотриманих ряду показників, чисельні значення яких можуть дещо різнитися в різних країнах Європи (табл. 1).

Облік газу в країнах Європейського Союзу проходить в енергетичних одиницях. При міждержавних розрахунках за газ Україна також використовує цей підхід. Відповідно до вимог Третього енергетичного пакету та прийнятих на себе зобов'язань наша держава розробляє законодавчу базу для такого рішення.

Прийнятий 2 листопада 2021 року Закон

України «Про внесення змін до деяких законів України щодо запровадження на ринку природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії» передбачає, що розрахунки на ринку природного газу здійснюються за обсягом природного газу в одиницях енергії, що визначається за вищою тепловою згоряння. Одиницею вимірювання енергії природного газу є кВт·год.

Облік спожитого газу в енергетичних одиницях визначається як добуток кількості газу, приведеного до стандартних умов, на енергетичну цінність одиниці об'єму. Енергетична цінність газу залежить від його компонентного складу. Від складу газу залежать і фізико-хімічні властивості, а саме густина газу, число Воббе, температура точки роси тощо.

В Україні склад газу та його характеристики регламентуються ГОСТ 5542-87, Кодексом газотранспортних та газорозподільчих систем [4], Технічним регламентом природного газу [5] тощо. Так, теплота згоряння має бути не менше 31,8 МДж/м³ при температурі 293,15 К (20 °С), тиску 101,325 кПа і вмісті метану не менше 90 %. Передбачається обмеження вмісту і шкідливих речовин. Родовища газу можуть містити від 85 до 98 % метану.

Загалом природний газ, що подається в газотранспортну систему, повинен відповідати таким вимогам [4]:

- вміст метану CH₄ мінімум 90 мол. %;
- вміст етану C₂H₆ максимум 7 мол. %;
- вміст пропану C₃H₈ максимум 3 мол. %;
- вміст бутану C₄H₁₀ максимум 2 мол. %;
- вміст пентану C₅H₁₂ та інших більш важких вуглеводнів максимум 1 мол. %;
- вміст азоту N₂ максимум 5 мол. %;
- вміст діоксиду вуглецю CO₂ максимум 2 мол. %;
- вміст кисню O₂ максимум 0,02 мол. %;
- вища теплота згоряння при температурі згоряння 298,15 К (25 °С) і вимірювання 293,15 К (20 °С) має бути в діапазоні 36,20...38,30 МДж/м³ (10,06...10,64 кВт·год/м³);
- вища теплота згоряння при температурі згоряння 298,15 К (25 °С) і вимірювання 293,15 К (20 °С) має бути в діапазоні 38,85...41,10 МДж/м³ (10,80...11,42 кВт·год/м³);
- нижча теплота згоряння при температурі згоряння 298,15 К (25 °С) і вимірювання 293,15 К (20 °С) має бути в діапазоні 32,66...34,54 МДж/м³ (9,07...9,59 кВт·год/м³);
- температура точки роси за вологою максимум 265,15 К (мінус 8 °С);

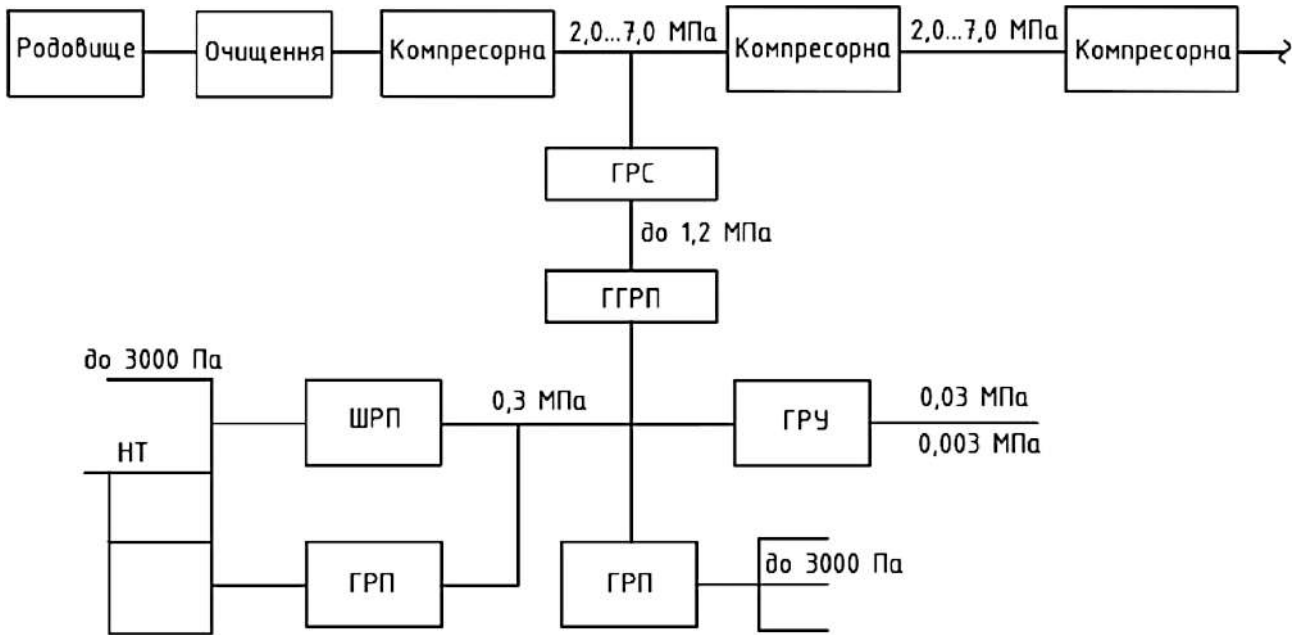


Рис. 1. Схема транспортування газу з родовища до міської газової мережі

Таблиця 1

Показники якості природного газу в країнах Європи

Показники	Країна				
	Норвегія	Велика Британія*	Велика Британія**	Євро-союз***	Україна
1. Вища теплота згоряння, МДж/м ³	38,1...43,7	36,9...42,3	38,9...44,6	35,0...45,2	–
2. Те ж, нижча	–	–	–	–	від 31,8
3. Число Воббе, МДж/м ³	48,3...52,8	48,1...51,4	48,2...51,2	47,0...54,0	41,2-54,5
4. Вміст кисню, моль %	0,1	0,1	0,1	0,1...1,0	≤1,0
5. Те ж, діоксиду вуглецю	2,5	2,0	2,0	2,5	–
6. Те ж, азоту	–	≤5	–	–	–
7. Те ж, сірководню	5мг/м ³	≤0,33%	≤0,3 %	–	–
8. Загальний вміст сірки	0,15 %	0,15 %	0,15 %	≤50 мг/м ³	–
9. Точка роси вологи, °С	– 18 за тиску 69 атм	– 10 за тиску подачі	– 10 за тиску 69 атм	– 8 за тиску 69 атм	не нижче температури газу
10. Те ж, вуглеводнів	– 10 за p = 50 атм	– 2 за p = 75 атм	– 2 за p = 69 атм	– 2 за p = 69 атм	–
11. Вміст водню, моль %	–	0,1	–	0,1	не допускається
12. Індекс неповного згоряння	–	<0,48	–	–	–
13. Індекс сажоутворення	–	<0.60	–	0,5548...0,7000	–

Примітки: *National Transmission System – Національна система магістральних ліній транспортування газу;

** Interconnector United Kingdom – Інтерконектор Юнайтед Кінгдом

*** European Association for the Streamlining of Energy Exchange – Європейська асоціація оптимізації забезпечення енергією

- температура точки роси за вуглеводнями при температурі газу не нижче 273,15 К (0 °С) не повинна перевищувати 273,15 К (0 °С);
 - не повинно бути механічних домішок;
 - вміст сірководню H₂S максимум 0,006 г/м³;
 - вміст меркаптанової сірки RSH максимум 0,02 г/м³.
- У переважній більшості випадків газ видо-

бувають через свердловини. Тиск у газових пластах перебуває в межах 7,0...40,0 МПа. Далі його направляють на очищення від піску, пилу та інших речовин у відцентрові сепаратори.

Також газ осушують, оскільки в холодний період року при транспортуванні вологих газів утворюються кристалогідрати, котрі намерзають на стінках газопроводів, арматури і можуть суттєво зменшувати їхній переріз. У попутних нафтових газах є певна кількість газового

бензину (газового конденсату), що використовується як моторне паливо, і тому його доцільно видаляти. Якщо до складу природного газу входять сірководень і діоксид вуглецю, то газ також очищують від цих домішок.

Усі зазначені процеси відбуваються в установках комплексної підготовки газів (УК-ПГ), які знаходяться безпосередньо на газових родовищах. У випадку виснажених родовищ (що частково має місце в Україні) природний газ спочатку надходить до дотискних компресорних станцій (ДКС), а вже потім – безпосередньо до системи магістрального транспорту. Очищений газ рухається від місць видобування до кінцевих споживачів, наприклад, газорозподільних станцій населених пунктів.

Оператор газотранспортної системи надає операторам суміжних (наприклад, газорозподільних) систем або іншим суб'єктам газового ринку, безпосередньо приєднаним до газотранспортної системи, оперативні дані щодо якості природного газу. Оператор показує у вільному доступі якість газу, що транспортується згідно з наведеними маршрутами, а саме склад газу та його енергетичну цінність.

Незважаючи на всю підготовку газу до транспортування і дотримання нормативних вимог до споживача в ряді випадків потрапляє газ, що не відповідає нормативним вимогам. Так, автором встановлено [9, 10], що газ, який надходить в міські та розподільні мережі міста Харкова й Харківської області газопроводом Шебелинка-Харків, містить

- вуглеводного конденсату 30...50 %;
- пластової води 40...70 %;
- механічних домішок 5...15 %;
- мінеральних солей 3...6 %;
- продуктів корозії 0,5...1,2 %.

Отже, його якість є далекою від задекларованих вимог [4].

Газотранспортна система України забезпечує транзит природного газу з російської федерації до країн Західної Європи. Цей газ частково відбирається споживачами України з наступною компенсацією так званим «європейським» газом на наших західних кордонах. Відповідно до паспорту [11] якості на товарний газ з Южно-Руського родовища ВАТ «Севернефтегазпром» він має характеристики:

- густина $\rho = 0,674 \text{ кг/м}^3$;
- теплота згоряння, МДж/м^3 :
 - нижча $Q_p^H = 33,08$;
 - вища $Q_p^S = 36,7$;
- вміст метану CH_4 не менше 98 %.

Таким чином, якість газу відповідає вимогам стандарту України [3]. Проте склад газу що

транспортується газопроводами України не завжди відповідає чинним вимогам. Так згідно з даними Оператора на маршрутах транспортування газу № 4, № 108, № 697 вміст метану виявився меншим за 90 % [8].

Формулювання цілей статті. Задачею дослідження є аналіз стану якості газу на шляху його транспортування від родовища до споживача.

Основна частина. Для визначення фактичного складу газу, що транспортується розподільчими газопроводами, взято на аналіз газ із розподільної системи міста Києва. В інституті газу НАН України проведено дослідження характеристик і визначення складу цього газу (табл. 2).

Таблиця 2
Компонентний склад газу, відібраний в місті Києві в листопаді 2020 року

Компоненти	Вміст, %
N_2	1,2725
CH_4	91,165
CO_2	1,8675
C_2H_6	3,7975
C_3H_8	0,9175
$n\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,0875
$n\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,125
H_2O	0,7675
Разом	100,00

Характеристикою якості газу є дотримання фактичної температури точки роси за водою та вуглеводнями у відібраних пробах газу (табл. 3). За допомогою комп'ютерного моделювання показано (табл. 4, 5) склад важких вуглеводнів в відібраному газі та визначено температури точки роси за водою та вуглеводнями.

Таблиця 3
Вимірювання температури точки роси (ТТР)

Характеристика точки вимірювання	Температура точки роси, К (°C)		Тиск газу, МПа
	вода	вуглеводні	
Газ з балона	263,85(-9,3)	273,95(+0,8)	2,5
Мережевий	250,05(-23,1)	293,65(-20,5)	0,3

Таблиця 4
Розрахункова температура точки роси по воді й вуглеводням відповідно до відібраних проб природного газу

Параметри перевірки	Значення за тиску, МПа	
	0,3	2,5
Точка роси по воді, К (°C)	293,07 (19,92)	328,53 (55,38)
Точка роси за вуглеводнями, К (°C)	187,34 (-85,81)	217,32 (-58,83)

Таблиця 5

Розрахункова температура точки роси по воді (скорегований склад природного газу)

Параметри перевірки	Тиск, МПа	
	0,3	2,5
Точка роси по воді, К (°С)	243,25 (-29,9)	275,65 (2,5)
Точка роси по вуглеводням, К (°С)	243,65 (-29,5)	276,20 (3,05)

Розрахункові значення температури точки роси за водою й вуглеводнями, отримані за результатами вимірювань і змодельовані (з урахуванням фракцій C_{5+}), є достатньо адекватними. Максимальне похибка не перевищує для води – 1,0 %, а вуглеводнів – 3,0 %. Причому наявність важких вуглеводнів C_{5+} (за результатами моделювання) призводить до перевищення температури точки роси.

Порівняння характеристик газу за паспортом родовища, згідно з даними оператора ГТС та результатів досліджень в інституті газу НАН України виконано в статті «Удосконалення системи обліку природного газу в одиницях енергії» [12].

Наприклад, у мешканців житлових будинків які спожили 8,2 млрд м³ встановлено лише 80 % лічильників від потреби, з них лише 15 %

мають можливість корекції показів в залежності від температури. Споживачам, які не мають лічильників, доводиться лише суб'єктивна інформація стосовно коригуючих коефіцієнтів і характеристик газу. Смарт-лічильників, що поєднують властивості традиційних лічильників з функціями інтелектуального обліку нараховується декілька сотень тисяч.

Для визначення точного об'єму газу потрібно враховувати і дію надлишкового тиску газу. Це питання детально розглянуто в роботах [13] і [14].

Висновки. На кожному з етапів транспортування газу, як видно з проведеного аналізу, змінюється склад газу та його характеристики. Наприклад, на стадії видобування газу важливим фактором є формування певного його складу що визначає енергетичну цінність, та видалення шкідливих сумішей як азот, вуглекислий газ, волога тощо. На стадії транспортування бачимо що склад газу не завжди відповідає нормативним вимогам, наприклад по вмісту метану. На стадії безпосередньої подачі газу споживачу постачальник (як правило, акціонерні товариства по газопостачанню) не може впливати на склад газу, його густину та число Воббе, але важливим фактором є подача необхідної кількості газу при заданому тиску.

Література

1. Обсяг транзиту газу через Україну. URL: https://www.google.com/search?q=%D0%BE%D0%B1%D1%81%D1%8F%D0%B3+%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B7%D0%B8%D1%82%D1%83+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D1%87%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B7+%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%83+%D0%B2+2020+%D1%80%D0%BE%D1%86%D1%96&rlz=1C1PRFI_enUA907UA907&oq=%D0%BE%D0%B1%D1%81%D1%8F%D0%B3+%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B7%D0%B8%D1%82%D1%83+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D1%87%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B7+%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%83+%D0%B2+2020+%D1%80%D0%BE%D1%86%D1%96&aqs=chrome..69i57j33i160l3.39638j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8 запрос 07.01.2022,
2. Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони: Закон України від 16.09.2014 р. № 1678-VII / Верховна Рада України. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/%20984_011 (дата звернення 10.06.2021).
3. ГОСТ 5542-87. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия. – Изд.-во стандартов, 1987. – 2 с.
4. Постанова від 30.09.2015 № 2493 Про затвердження кодексу газотранспортної системи / Національна комісія, що здійснює державне регулювання у сферах енергетики та комунальних послуг. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1378-15#Text>
5. Проект Постанова КМУ «Про затвердження Технічного регламенту природного газу». URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245366216&cat_id=167475 (дата звернення 13.09.2021).
6. Закон України Про ратифікацію Протоколу про приєднання України до Договору про заснування Енергетичного Співтовариства. – Набрання чинності 30.01.2011. – Відомості Верховної Ради України (ВВР). – 2011. – N 24. – ст. 170. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2787-17#Text>.
7. Наказ від 15.05.2015 № 285. Про затвердження Правил безпеки систем газопостачання / Міністерство енергетики та вугільної промисловості України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0674-15#Text>
8. Якість газу URL: https://www.google.com/search?q=%D1%8F%D0%BA%D1%96%D1%81%D1%82%D1%8C+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D0%B2%D1%96%D0%B4+%D0%BE%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B0&rlz=1C1PRFI_enUA907UA907&oq=&aqs=chrome.1.35i39i362l7j69i59i450.2078024223j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8 (дата звернення 20.01.2022)
9. Капцова Н.І. Підвищення ефективності експлуатації та ремонту міських газопроводів: автореф. дис. ... канд. техн. наук.: 05.23.03 / Капцова Н.І.; Міністерство освіти і науки України, Харківський національний університет будівництва і архітектури. – Харків, 2018. – 20 с.

10. Капцова Н. И. Оптимизация взаимосвязей показателей надежности с объемами ремонтно-восстановительных работ изделий газового оборудования и трубопроводных систем / Н. И. Капцова // Вестник – Белгород, Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, Научно-теоретический журнал. – Белгород. – № 3. – 2015. – С. 77 – 79.
11. Паспорт качества №4. Газ горючий природный. СТО Газпром 089-2010. ОАО «Севернефтегазпром». Газовый промысел Южно-Русского нефтегазоконденсатного месторождения. Апрель 2019 г. URL: <https://OAO Severneftegazprom Южно-Русского НГМ ГИС5383602633016703924.pdf> (дата звернення 13.09.2021).
12. Предун К. М. Удосконалення системи обліку природного газу в одиницях енергії / К.М.Предун, В.А. Коновалюк, Ю.Й.Франчук // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук. техн. збірник. – Вип.37. – 2021. – с. 62-66.
13. Франчук Ю.Й. Аналіз факторів, які впливають на якість природного газу / Ю.Й.Франчук // Міжнародна науково-практична конференція «Технічні науки, історія, сучасність, майбутнє, досвід ЄС». – Влоцлавек, Республіка Польща. 27–28 вересня 2019 року. – Wloclawec: Izdawniciba “Baltija Publishing”, 2019. – p.66-69.
14. Предун К. М. Аналіз впливу тиску газу на параметри його спалювання в побутових газових плитах / К. М. Предун, В. А. Коновалюк, Ю. Й. Франчук // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук. техн. збірник. – Вип. 38. – 2021. – с. 47-54.

References

1. Obsiah tranzytu hazu cherez Ukrainu. URL: https://www.google.com/search?q=%D0%BE%D0%B1%D1%81%D1%8F%D0%B3+%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B7%D0%B8%D1%82%D1%83+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D1%87%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B7+%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%83+%D0%B2+2020+%D1%80%D0%BE%D1%86%D1%96&rlz=1C1PRFI_enUA907UA907&oq=%D0%BE%D0%B1%D1%81%D1%8F%D0%B3+%D1%82%D1%80%D0%B0%D0%BD%D0%B7%D0%B8%D1%82%D1%83+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D1%87%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%B7+%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D1%83+%D0%B2+2020+%D1%80%D0%BE%D1%86%D1%96&aqs=chrome..69i57j33i160l3.39638j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8
2. Uhoda pro asotsiatsiiu mizh Ukrainoiu, z odniiiei storony, ta Yevropeiskym Soiuzom, Yevropeiskym spivtovarystvom z atomnoi enerhii i yikhnimi derzhavamy-chlenamy, z inshoi storony: Zakon Ukrainy vid 16.09.2014 r. № 1678-VII / Verkhovna Rada Ukrainy. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011
3. Gazy goryuchie prirodnye dlia promyshlennogo i kommunal'no-bytovogo naznacheniya. Tekhnicheskie usloviya. GOST 5542-87. Izd.-vo standartov, 1987. 2 s.
4. Postanova vid 30.09.2015 № 2493 Pro zatverdzhennia kodeksu hazotransportnoi systemy / Natsionalna komisiia, shcho zdiisniue derzhhavne rehuliuвання iu sferakh enerhetyky ta komunalnykh posluh. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1378-15#Text>
5. Proekt Postanova KMU «Pro zatverdzhennia Tekhnichnoho rehlamentu pryrodnoho hazu». URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245366216&cat_id=167475
6. Zakon Ukrainy Pro ratyfikatsiiu Protokolu pro pryednannia Ukrainy do Dohovoru pro zasnuvannia Enerhetychnoho Spivtovarystva. Vidomosti Verkhovnoi Rady Ukrainy, 2011, N 24, st. 170. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2787-17#Text>. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2787-17#Text>.
7. Nakaz vid 15.05.2015 № 285. Pro zatverdzhennia Pravyl bezpeky system hazopostachannia / Ministeroo enerhetyky ta vuhilnoi promyslovosti Ukrainy. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0674-15#Text>
8. Yakist hazu URL: https://www.google.com/search?q=%D1%8F%D0%BA%D1%96%D1%81%D1%82%D1%8C+%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%83+%D0%B2%D1%96%D0%B4+%D0%BE%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B0&rlz=1C1PRFI_enUA907UA907&oq=&aqs=chrome.1.35i39i362l7j69i59i450.2078024223j0j15&sourceid=chrome&ie=UTF-8 (дата звернення 20.01.2022).
9. Kaptsova N.I. Pidvyschennia efektyvnosti ekspluatatsii ta remontu miskykh hazoprovodiv: avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk.: 05.23.03 / Kaptsova N.I.; Ministerstvo osvity i nauky Ukrainy, Kharkivskiy natsionalnyi universytet budivnytstva i arkhitektury. – Kharkiv, 2018. – 20 s.
10. Kaptsova N. I. Optimizatsiia vzaimosviaziei pokazatelei nadezhnosti s obemamy remontno-vosstanovitelnykh robot izdelii gazovogo oborudovannia i truboprovodnykh sistem, Belgorodskii gosudarstvennyi tekhnologicheskii universitet im. V. G. SHuhova, № 3. 2015. S. 77 – 79.
11. Paspport kachestva №4. Gaz goriuchii prirodnyi. SТО Gazprom 089-2010. ОАО «Severneftegazprom». Gazovyi промысел YUzhno-Russkogo neftegazokondensatnogo mestorozhdeniia. Aprel' 2019 g. URL: <https://OAO Severneftegazprom YUzhno-Russkogo NGM GIS5383602633016703924.pdf>
12. Predun K. M., Konovaliuk V.A., Franchuk Yu.I.. Udoskonalennia systemy obliku pryrodnoho hazu v odynytsiakh enerhii. Ventyliatsiia, osviltennia i tepl hazopostachannia, Vyp.37. 2021. s. 62-66.
13. Franchuk Yu.I. Analiz faktoriv, yaki vplyvaiut na yakist pryrodnoho hazu. Mizhnarodna naukovopraktychna konferentsiia «Tekhnichni nauky, istoriia, suchasnist, maibutnie, dosvid YeS». Vlotslavek, Respublika Polshcha. 27–28 veresnia 2019 roku. Izdavnicsiba “Baltija Publishing”, 2019. p.66-69.
14. Predun K. M., Konovaliuk V.A., Franchuk Yu.I.. Analiz vplyvu tysku hazu na parametry yohoho spaliuvannia v pobutovykh hazovykh plytakh. Ventyliatsiia, osviltennia i tepl hazopostachannia, Vyp.38. 2021. s. 47-54.

УДК 622.69:696.2

Изменение состава и качества газа при его движении в системе газоснабжения

Ю. Й. Франчук¹

¹ к.т.н., ас. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, franchuk.yy@knuba.edu.ua,
ORCID: 0000-0002-7910-8705

Аннотация. Газ, добываемый на различных месторождениях, имеет разный состав, и соответственно, различные физические и химические характеристики. Раньше при использовании газа его характеристикам уделяли мало внимания и руководствовались требованиями ГОСТ 5542-87. С восстановлением независимости Украины и переходом на рыночные условия хозяйствования изменилось отношение к газу. Газ является товаром и имеет определённую цену. С интеграцией в Европейский Союз произошла не только имплементация европейского законодательства, но массовое использование передовой техники и технологий этих стран. Учёт газа будет производиться в единицах энергии. Это заставляет уделять большее внимание качеству газа, устанавливать более жёсткие требования к его компонентному составу и контролировать соблюдение нормативных требований в процессе транспортировки и подачи газа конечному потребителю. В настоящее время действующие Кодекс газотранспортных и газораспределительных систем, Технический регламент природного газа и другие нормативные документы определяют качество газа более чем по 20 параметрам, что соответствует Европейским стандартам. Содержание метана в составе природного газа должно составлять не менее 90 %. Регламентируются и другие составляющие газа. Однако на разных месторождениях содержание метана различное. Эти границы колеблются от 85 % до 99 % метана. Различный состав природного газа оказывает влияние на надёжность работы газотранспортной и газораспределительной систем, а также на работу отдельных конечных потребителей. Вопрос качества газа важен при его учёте в Украине и при расчётах с другими странами. Проведён анализ состава и качества газа при его транспортировке от месторождения к потребителю. Установлено, что в распределительной части газотранспортной системы Украины имеется отклонение качества газа от нормативных требований. Это приводит к понижению эффективности работы систем газоснабжения.

Ключевые слова: газоснабжение, качество газа, содержание углеводородов, содержание вредных веществ, теплота сгорания, температура точки росы.

UDC 622.69:696.2

Changes in the composition and quality of gas during its movement in the gas supply system

Y. Franchuk¹

¹ PhD, Assistant. Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, franchuk.yy@knuba.edu.ua,
ORCID: 0000-0002-7910-8705

Abstract. Gas produced at different deposits has different compositions, namely different amounts of methane, propane, nitrogen and so on. Different gas composition determines different physical and chemical characteristics of the gas, its heat of combustion, dew points on water and hydrocarbons, and Wobbe number. Previously, when using gas, little attention was paid to its characteristics, which are guided by the requirements of GOST 5542-87. With the restoration of Ukraine's independence and the transition to market conditions, attitudes toward gas have changed. Gas is a commodity and has a price. With the integration into the European Union, there was not only the implementation of European legislation but also the widespread use of advanced equipment and technologies in these countries. Gas will be metered in units of energy, not volume as before. This forces us to pay more attention to the quality of gas, set stricter requirements for its component composition, and monitor compliance with regulatory requirements in the process of transporting and supplying gas to the final consumer. GOST 5542-87 defined only a few quality parameters. Currently, the Code of Gas Transmission and Gas Distribution Systems, the Technical Regulation of Natural Gas and other regulations determine the quality of gas by more than 20 parameters that meet European standards. The methane content in the composition of natural gas must be at least 90 %, and other components of the gas are regulated. However, different deposits have different methane compositions. These limits range from 85 % to 99 % of methane. Different composition of natural gas affects not only its properties but also the reliability of the gas transmission and distribution system and affects the work of individual end-users. This problem is especially relevant when using gas appliances with high efficiency. The problem of gas quality is important for its metering in Ukraine and in settlements with other countries. The analysis of gas composition and quality during its transportation from the field to the consumer is carried out. It is determined that in the distribution part of the gas transmission system of Ukraine there are deviations in gas quality from regulatory requirements. This reduces the efficiency of some gas appliances and throttling equipment.

Key words: gas supply, gas quality, hydrocarbon content, harmful substances content, heat of combustion, dew point temperature.

Надійшла до редакції / Received 29.11.2021

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 40

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В. І. Вернадського та на сайті КНУБА (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

Підписано до друку 17.01.2022. Формат 60×84 1/8
Друк офсетний. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Умов. друк. арк. 6,63. обл. вид. Арк. 6,98.
Наклад 100 прим. Замовлення № 161424

Надруковано в ТОВ “Видавництво “Юстон”
01034, м. Київ, вул. О. Гончара, 36-а т: (044) 360-22-66, www.yuston.com.ua
Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготовлювачів
і розповсюджувачів видавничої продукції серія дк № 797 від 09.09.2015 р.

