

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

**ПОЛУНІН ЮРІЙ МИКОЛАЙОВИЧ**



УДК 697.4; 536.7

**ЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ КОНТАКТНО-  
РЕКУПЕРАТИВНОЇ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ ЕНЕРГІЇ  
ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ**

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова  
теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття вченого ступеня  
кандидата технічних наук

**Одеса – 2017**

## Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Одеській державній академії будівництва і архітектури

Науковий керівник доктор технічних наук, професор  
**Петраш Віталій Демьянович**  
Одеська державна академія будівництва і архітектури МОН України, завідувач кафедри опалення, вентиляції та охорони повітряного басейну

Офіційні опоненти доктор технічних наук, професор  
**Басок Борис Іванович**  
Інститут технічної теплофізики, член-кореспондент НАН України, зав. відділом теплофізичних основ енергоощадних технологій

доктор технічних наук, професор  
**Денисова Алла Євсейвна**  
Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри теплових електростанцій та енергозберігаючих технологій

Захист дисертації відбудеться “20” лютого 2017 р. о 11.00 годині в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.088.03 в Одеській національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Одеської національної академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.

Автореферат розісланий “19” січня 2017 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 41.088.03

доктор технічних наук, професор



В. І. Мілованов

**Актуальність теми.** Основним недоліком обортових печей в процесі виробництва цементу та керамзиту є вкрай низька ефективність використання енергії первинного палива (до 45%), при цьому втрати теплоти з відпрацьованими газами становлять 30...35%, а паливна складова у вартості кінцевої продукції досягає 60%. Відпрацьовані гази, що містять найбільший резерв вторинних енергоресурсів в теплотехнологічному процесі виробництва різноманітних будівельних матеріалів, відрізняються порівняно низькою температурою (до 50÷150°C) з характерною пилогазовою компонентою та великими витратами. Вони мають потужний теплоенергетичний потенціал, який у теперішній час практично не використовується для промислового теплотехнологічного і комунально-побутового теплопостачання.

Перспективним видається напрямок застосування теплонасосних технологій для енергозбереження в процесах виробництва будівельних матеріалів в обортових печах з утилізацією теплоти низькотемпературних відпрацьованих газів. Логічно, що теплота термотрансформаторної компоненти в загальному енергетичному потоці в системах енергозбереження на цій основі повинна бути мінімальною.

Тому тема дисертаційної роботи, в якій розробляються нові науково-технічні принципи підвищення ефективності використання енергії первинного палива в процесі відбору, перетворення та споживання теплоти, що утилізується з відпрацьованих газів обортових печей для технологічного та комунально-побутового теплопостачання, є актуальною.

#### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Напрямок, ціль та завдання, а також результати дослідження узгоджуються з «Законом України про теплопостачання» №3 / 19ВР від 02.09.2005; "Основними положеннями енергетичної стратегії України на період до 2030 р."

Автор брав участь як молодший науковий співробітник ОДАБА у виконанні науково-дослідної держбюджетної роботи МОН України "Підвищення теплоенергетичної ефективності виробництва сипучих будівельних матеріалів в обортових печах" (№119, с 2011 по 2012 р.р., д.р. №0105U000867).

**Мета і завдання дослідження.** Метою цієї роботи є підвищення ефективності відбору та утилізації енергії відпрацьованих газів обортових печей виробництва будівельних матеріалів для промислового та комунально-побутового теплопостачання з поліпшенням екологічних показників повітряного басейну.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- виходячи з раціональних технічних рішень відомих систем та запропонованої концепції обґрунтувати новий підхід до охолодження газів і розробити відповідний варіант теплонасосної системи теплопостачання на основі трансформації їх енергії;

- провести аналітичне дослідження процесів трансформації енергетичних потоків відпрацьованих газів для визначення впливу вихідних умов та режимних параметрів на раціональний взаємозв'язок структурних елементів запропонованих систем, що забезпечують високоефективне теплопостачання;

- виявити доцільні режими високоефективної трансформації енергетичних потоків і визначити оптимальні умови функціонування при сумісній роботі систем комунально-побутового і промислового теплопостачання;

- провести експериментальне дослідження ефективності процесів парокомпресійної трансформації енергетичних потоків, визначити техніко-економічну, екологічну ефективність та розробити загальний принцип інженерного розрахунку запропонованих теплонасосних систем теплопостачання.

**Об'єкт дослідження:** системи відбору, трансформації та ефективного використання енергії низькотемпературних джерел в теплотехнологічних і теплонасосних процесах.

**Предмет дослідження:** тепломасообмінні процеси контактно-рекуперативної утилізації теплоти і системи теплонасосного теплопостачання на основі енергії охолодження відпрацьованих газів.

**Методи дослідження.** В роботі використано комплексний метод аналітичного та експериментального дослідження, який включає: вибір варіанта системи відбору та утилізації

відпрацьованих газів; обґрунтування вихідних і режимних параметрів роботи системи, а також визначення частки енергії теплонасосної складової; оцінку економічної та екологічної ефективності роботи запропонованих систем.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Основний науковий результат роботи полягає в теоретичному та експериментальному обґрунтуванні нового підходу у вирішенні та розробці важливої науково-технічної задачі - створення енергозберігаючої технології та системи теплопостачання на основі інтеграції контактної-рекуперативної і термотрансформаторної утилізації теплоти відпрацьованих газів обертових печей.

1. Вперше обґрунтовані і сформульовані науково-технічні принципи створення енергозберігаючої технології та розроблено нову термотрансформаторну систему (пат. України №100923) відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового та комунально-побутового теплопостачання.

2. В результаті аналітичного дослідження запропонованої системи встановлені нові модифіковані залежності коефіцієнта перетворення, що містять незалежні вихідні умови і режимні параметри, які дозволяють проводити пошук раціональних умов роботи розробленої базової системи із забезпечення високоефективної трансформації енергетичних потоків відпрацьованих газів для теплопостачання. Для відпрацьованих газів з температурою 150 °С значення коефіцієнтів перетворення досягають  $\phi = 5-10$  при зниженні співвідношення витрат теплоносія для технологічного та комунально-побутового призначення. При цьому доцільні значення співвідношення витрат енергоносіїв на опалювально-вентиляційні процеси та гаряче водопостачання знаходиться в межах  $\beta = 0,35 \div 0,75$ .

3. Розроблено вдосконалений варіант системи, який забезпечує більш ефективний відбір теплоти, яка утилізується з відпрацьованих газів в процесі контактної-рекуперативного нагріву теплоносія з трансформацією енергетичних потоків для промислового та комунально-побутового теплопостачання. Раціональне співвідношення гріючого середовища та середовища, яке нагрівається, для температур відпрацьованих газів (150÷50) °С знаходиться відповідно в межах  $a = 1,2 \div 3,5$ . Збільшення коефіцієнтів перетворення відзначається при зростаючому співвідношенні витрат енергоносіїв в опалювально-вентиляційних системах і гарячого водопостачання  $\beta = 3,9 \div 8,1$ .

4. Проведено експериментальне дослідження ефективності трансформації енергетичних потоків з подальшим визначенням температури води, яка нагрівається після конденсатора теплонасосної установки. Результатами зіставлення встановленої аналітичної залежності та експериментального дослідження підтверджено високу ефективність перетворення енергетичних потоків, а також відповідних температур води, що нагрівається після конденсатора, які задовільно узгоджуються з припустимою розбіжністю.

**Наукове значення роботи.** Результати розрахунково-аналітичного та експериментального дослідження запропонованої системи, що відрізняється патентною новизною, дозволили розробити нову технологію створення та устрою теплонасосних систем теплопостачання на основі утилізації теплоти відпрацьованих газів обертових печей.

**Практичне значення отриманих результатів.** На базі результатів дослідження запропоновано новий підхід для інженерної розробки енергозберігаючої теплонасосної технології створення комплексів теплопостачання на основі теплоти відпрацьованих газів обертової печі.

Для розробленої системи експериментально підтверджено достовірність нового підходу трансформації енергетичних потоків в процесі контактної-рекуперативного нагріву води відпрацьованими газами, що використовуються в якості вторинного низькотемпературного джерела енергії для промислового теплопостачання.

Впровадження результатів роботи в виробництво забезпечує розширення енергетичного потенціалу теплоти, яка утилізується, з відпрацьованих газів до 85-90%, а також дозволяє забезпечити не тільки підвищення ефективності використання енергії первинного палива, а й поліпшення екологічної складової в результаті зниження теплових і газопилових викидів. Економічний ефект досягається за рахунок скорочення витрат первинного палива для традиційного теплопостачання в процесі інтеграції контактної-рекуперативної термотрансформаторної утилізації теплоти відпрацьованих газів.

Основні положення, рекомендації та нові технічні рішення дисертаційної роботи прийняті до практичного використання при експлуатації і реконструкції обертових печей в ПП «Куліндорівський індустріальний концерн», м. Одеса, ( «Акт» від 05.07.2016 р). Розробки також прийняті до впровадження в ТОВ «Кераміт» при експлуатації та реконструкції обертових печей ( «Акт» від 19.07.2016 р). Результати роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри ОБ та ОПБ з дисципліни «Наукові основи використання теплонасосного обладнання», при підготовці дипломних робіт магістрів та спеціалістів за спеціалізацією - «Теплогазопостачання та вентиляція» (довідка ОДАБА від 09.09.2016 р.).

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій** підтверджуються коректною постановкою методики теоретичних досліджень та їх адекватним описом, а також результатами порівняння розрахункових величин з новою емпіричною інформацією. Результати теоретичних розробок і експериментальні дані, які стосуються енергетичних і теплогідрравлічних характеристик розроблених теплонасосних систем теплопостачання, задовільно узгоджуються. Експериментальні дослідження проведені з використанням сучасних методів вимірювання фізичних величин та обробки даних. Міра достовірності наукових положень і результатів досліджень підтверджується задовільним узгодженням з результатами робіт вітчизняних та зарубіжних вчених в області термодинаміки, теплопередачі і теплонасосних технологій.

**Особистий внесок здобувача.** Основні ідеї, наукові та теоретичні положення в розвитку енергозберігаючих систем на основі комбінування контактної-рекуперативних і теплонасосних підсистем, а також практичні рекомендації для підвищення ефективності, запропоновані і розроблені автором особисто. У дисертації узагальнено всі результати, що отримані автором при виконанні вищезазначених науково-дослідних робіт в період з 2011 р. до нинішнього часу. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належить: постановка завдань і шляхів їх вирішення; розробка нових технічних рішень; методик досліджень; обробка результатів і формулювання висновків.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати і головні положення дисертаційної роботи доповідалися на: науково-технічних конференціях ОДАБА (м. Одеса, 2012-2016 р.р.); на «Форумі молодіжних новаторів», (м Київ, 2011 р); на міжнародній науково-практичній конференції «ЕНЕРГОІНТЕГРАЦІЯ-2015», (м Київ, 2015).

**Публікації.** Основний зміст дисертаційної роботи викладено в 8 друкованих роботах, в тому числі в 1 зарубіжному виданні та 2-х патентах України.

**Обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел з 93 найменувань і додатків. Робота викладена на 192 сторінках основного тексту, включаючи 41 малюнок, 14 таблиць, всього 220 сторінок.

### **ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ**

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт та предмет дослідження, мета і основні завдання дисертаційної роботи, викладені їх наукова новизна, теоретичне і практичне значення отриманих результатів, відображена ступінь їх апробації.

У **першому розділі** наведено огляд теоретичних і експериментальних робіт, присвячених утилізації теплоти відпрацьованих газів обертових печей і аналогічних енергетичних установок, проведено також аналіз температурного рівня і пилогазового складу відпрацьованих газів в теплотехнології виробництва цементу, керамзиту та інших будівельних матеріалів. Критично розглянуті способи відбору, перетворення та утилізації теплоти охолодження відпрацьованих газів традиційних систем за розробками вітчизняних і зарубіжних авторів, а також систем відбору теплоти на основі парокомпресійної трансформації енергетичних потоків.

Відомі теплонасосні системи теплопостачання на основі охолодження відпрацьованих газів енергетичних установок мають підвищені можливості високоефективного відбору та утилізації теплоти. Однак цим системам властиві високі витрати на відповідні теплонасосні установки, в зв'язку з чим вони безпосередньо не можуть бути адаптовані для вирішення поставленої задачі. За результатами аналізу сформульована мета і завдання подальших досліджень.

У **другому розділі** представлений концептуальний підхід та оцінка ефективності систем контактнo-рекуперативного відбору теплоти з термотрансформацією енергетичних потоків відпрацьованих газів. Він передбачає послідовні етапи: тонку очистку газу, контактну взаємодію гріючого середовища та середовища, яке нагрівається, нагрівання частини води після контактної камери в конденсаторі теплонасосної установки з подальшим догрівом її газами з початковою температурою, а також кінцеве охолодження відпрацьованого газу до середньої температури навколишнього середовища. На основі результатів комплексного аналізу відомих систем та можливостей теплонасосних технологій була визначена вихідна структура системи відбору теплоти з відпрацьованих газів. Для такої системи складено баланс теплових потоків в процесі контактнo-рекуперативного відбору з трансформацією енергетичних потоків на основі статей витрат та надходження теплоти. З урахуванням вищевикладеного енергетичний баланс термотрансформаторної системи відбору та утилізації теплоти приймає наступний вигляд

$$Q_{y.t.} = Q_{\Gamma} - Q_{yx} + W, \quad (1)$$

де  $Q_{\Gamma}$  – тепловий потік вихідного відпрацьованого газу, Вт;

$Q_{yx}$  - теплова енергія відпрацьованого газу після системи, Вт;

$W$  – тепловий еквівалент приводної потужності компресора теплонасосного контуру, Вт.

Визначено матеріальний баланс води, що витрачається у термотрансформаторній системі теплопостачання, який має наступний вигляд

$$G_{x.v} = G_{\text{тех}} + G_{\text{г.в.}} \pm G_{\text{конд}}, \quad (2)$$

де  $G_{x.v}$  - витрата води, що поступає з системи холодного водопостачання, кг/с;

$G_{\text{тех}}$  - витрата води, що поступає в систему технологічного теплопостачання, кг/с;

$G_{\text{г.в.}}$  - витрата води в системах гарячого водопостачання, кг/с;

$G_{\text{конд}}$  – витрата пари, що утворилася в контактній камері, кг/с.

Розглянута можливість вдосконалення енерго- та теплотехнологічних процесів в обертових печах будівельно-технологічної спрямованості для мокрого, напівсухого і сухого способів виробництва будівельних матеріалів. Представлені основні видаткові статті теплового балансу обертових печей виробництва керамзиту і цементу за даними різних авторів.

Проведено оцінку та визначено енергетичну ефективність запропонованої вихідної системи відбору теплоти з відпрацьованих газів, яка в загальному вигляді враховує матеріальні, теплотехнологічні і абонентські теплові потоки. Вона створює основу для загальної оцінки енергетичної ефективності системи відбору теплоти з відпрацьованих газів та вказує на доцільність застосування теплонасосних технологій для більш глибокого охолодження відпрацьованих газів, в тому числі нижче температури конденсації пари, яка в них міститься.

У **третьому розділі** на основі результатів аналізу відомих способів та засобів утилізації теплоти відпрацьованих газів і повітряних потоків, а також систем контактного, рекуперативного та комбінованого способів відбору теплоти з відпрацьованих газів з парокомпресійною трансформацією енергетичних потоків, розроблена нова схема і надано устрій базової системи відбору теплоти з відпрацьованих газів обертових печей для промислового та комунально-побутового теплопостачання (пат. №100923), яка представлена на рис. 2.

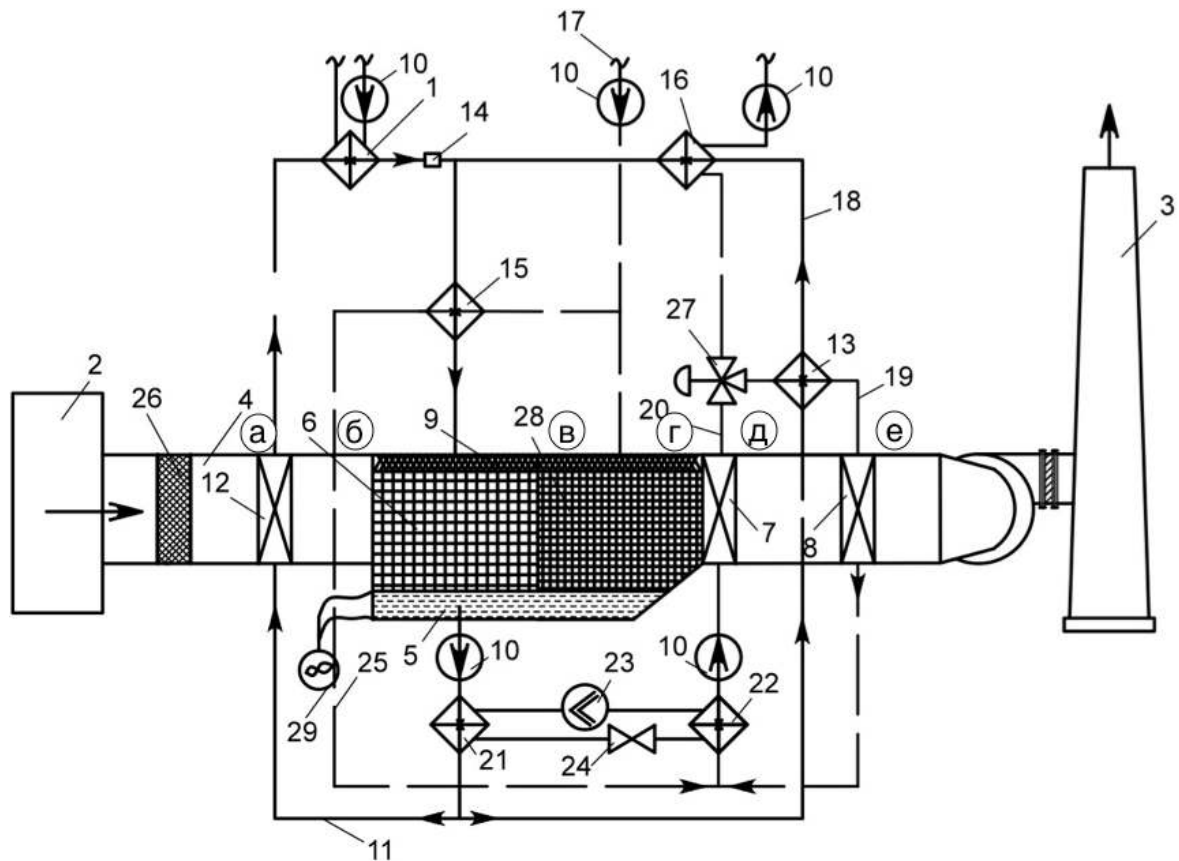


Рис. 2 Схема системи контактнo-рекупeративнoгo вiдбoру i тpансфoрмацiї тeплoти з вiдпpацьoваних гaзiв oбepтoвих пeчeй для пpомислoвoгo тa кoмунaльнo-пoбутoвoгo тeплoпoстaчaння:

1-тeплoбiмнник нaгpиву вoди для oпaлювaльнo-вeнтиляцiйних систeм; 2-гaзoхiд пiсля тpадитiйнoгo oчищeння вiдпpацьoваних гaзiв з oбepтoвoї пeчi; 3-димoвa тpубa; 4-гaзoхiд пiсля тoнкoгo oчищeння вiдпpацьoваних гaзiв; 5-пiддoн для збoру вoди в кoнтaктнiй кaмepi; 6-пepшa кoнтaктнa кaмepa пoпepeдньoгo звoлoжeння; 7-тeплoбiмнник глибoкoгo oхoлoджeння гaзу; 8-пiдiгpивaч гaзу пeрeд димoвoю тpубoю; 9-зpoшувaч; 10-циpкyляцiйнi нacoси; 11, 18, 19, 20 - тpубoпpoвoди; 12 - тeплoбiмнник пoпepeдньoгo oхoлoджeння гaзiв; 13, 15, 16 - тeплoбiмнники; 14-рeгулятoр cпiввiднoшeння витpaт; 17-тpубoпpoвiд пoдaчi вихiднoї хoлoднoї вoди; 21-кoндeнсaтoр; 22-випapник; 23-кoмпpесoр; 24-дpocельний вeнтиль; 25-тpубoпpoвiд пoдaчi вoди нa гapячe вoдoпoстaчaння; 26-фiльтp тoнкoгo oчищeння; 27-тpьoхпoзицiйний рeгулятoр витpaти рiдини; 28-дpугa кoнтaктнa кaмepa; 29-дpeнaжнa дiлянкa тeхнoлoгiчнoгo тeплoспoживaння з рeгeнepaцiєю вoди в пiддoнi 5.

Пiсля тpадитiйнoгo тa тoнкoгo oчищeння в фiльтpi 26 вiдпpацьoваний гaз нaдхoдить в тeплoбiмнник пoпepeдньoгo oхoлoджeння 12, пoтiм, пpoхoдячи чepез кoнтaктнi кaмepи 6 i 28 з рiзнoю щiльнiстю зpoшeння, пoтpaпляє в тeплoбiмнник 7 для глибoкoгo oхoлoджeння. В тeплoбiмнникy 8 вiн нeзнaчнo пiдiгpивaєтьcя для виклoчeння мoжливoгo випaдaння кoндeнсaтy у димoвiй тpубi. Пiдiгpитa в тeплoбiмнникy 15 чacтинa вихiднoї вoдoпpoвiднoї вoди пpoхoдить чepез випapник тeплoнacoснoгo кoнтypу 22, в якoмy тeплoвий пoтiк, щo вiдбиpаєтьcя пiдiгpивaє чacтинy вoди, щo нaдхoдить з пiддoнa 5, в кoндeнсaтoрi 21 з мeтoю нaгpиву eнepгoнociїв для систeм oпaлeння тa гapячoгo вoдoпoстaчaння. Oднoчacнo з пiддoнy 5 вiдбиpаєтьcя чacтинa вoди нa тeхнoлoгiчнe тeплoспoживaння пo дiлянкi 29.

Нaдiйнiсть рoбoти систeми зaбeзпeчyєтьcя тим, щo рeгeнepувaння циркyляцiйнoї вoди в пiддoнi зaбeзпeчyєтьcя cтyпeнeм cпoживaння хoлoднoї вoди з тpубoпpoвoдy 17 для тeхнoлoгiчнoгo тeплoспoживaння пo дpeнaжнiй дiлянкi 29.

Нa oснoвi aнaлiтичних зaлeжнocтeй вiдпoвiдних тeмпepaтyp i тeплoвих пoтoкiв визнaчaєтьcя тeплoeнepгeтичний пoтeнциaл пoстaпнoгo тa зaгaльнoгo oхoлoджeння гaзу в

характерних перетинах системи. Тепловий потік попереднього охолодження газу, що відбирається, представляється у вигляді

$$Q_{\text{по}} = G_{\Gamma} \left[ c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \text{а}} - t_{\Gamma, \text{б}}) + d_{\text{п}} (c_{\text{п, а}} t_{\text{п, а}} - c_{\text{п, б}} t_{\text{п, б}}) \right], \text{ Вт}, \quad (3)$$

де  $c_{\Gamma}$  і  $c_{\text{п}}$  - середня ізобарна теплоємність газів і пари в розглянутих перетинах "а" і "б", Дж/(кг °С);  $t_{\Gamma}$  і  $t_{\text{п}}$  - початкова і кінцева температура попереднього охолодження газу і парів у відповідних перетинах, °С.

$d_{\text{п}}$  - вологовміст газу, кг/кг.

Потім поетапно також визначався теплоенергетичний потенціал відпрацьованого газу та води, яка нагрівається, в характерних режимах роботи системи.

Наявний тепловий потік загального охолодження газу в системі представляється у вигляді теплоти його сухої компоненти, пари і її частини, що зконденсувалась в початковому і кінцевому перетинах "а" і "е", згідно залежності

$$Q_{\text{общ}} = G_{\Gamma} \left[ c_{\Gamma} (t_{\Gamma, \text{а}} - t_{\Gamma, \text{е}}) + (d_{\text{п, а}} c_{\text{п, а}} t_{\text{п, а}} - d_{\text{п, е}} c_{\text{п, е}} t_{\text{п, е}}) + (d_{\text{п, а}} - d_{\text{п, е}}) c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} \right] \quad (4)$$

Залежність відносного охолодження відпрацьованих газів в контактній камері представляється у вигляді

$$\overline{\Delta t}_{\text{к}} = 1 - \overline{\Delta t}_{\text{по}} - \frac{m \cdot t_{\text{в, Г}} - t_{\Gamma, \text{д}}}{t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}} + \mu \cdot \quad (5)$$

де  $m$  - коефіцієнт, що відображає ступінь наближення температури води, яка нагрівається, до граничної температури можливого за насичення газу водяними парами, значення якої визначається температурою мокрого термометра;

$\mu$  - відповідний догрів газу в теплообміннику  $\delta$ ;

$\overline{\Delta t}_{\text{по}}$  - зниження температури газу в теплообміннику його попереднього охолодження відносно загального діапазону його зниження.

Для визначення теплового потоку, що необхідний в процесі нагрівання води в конденсаторі термотрансформаторного контуру встановлена залежність

$$Q_{\text{к}} = (1 + \beta) G_{\text{ГВ}} c_{\text{в}} \left\{ t_{\Gamma} + \Delta t - \frac{a}{c_{\text{в}}} \left( 1 + \frac{G_{\text{XB}}}{\beta G_{\text{ГВ}}} \right) \cdot \left[ c_{\Gamma} \overline{\Delta t}_{\text{по}} \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}) + d_{\text{п}} (c_{\text{п}} t_{\text{п}} - c_{\text{п, б}} (t_{\Gamma} - \overline{\Delta t}_{\text{по}} (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}}))) \right] - t_{\text{м}} \right\}, \quad (6)$$

де  $a$  - співвідношення витрат відпрацьованого газу і загальної витрати води, що нагрівається в контактній камері;

$\beta$  - співвідношення витрат води для опалювально-вентиляційних систем та гарячого водопостачання.

Тепловий потік охолодження води в випарнику термотрансформаторного контуру остаточно представляється у вигляді

$$Q_{\text{и}} = G_{\text{ГВ}} c_{\text{в}} \left\{ \left[ \left( \frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{XB}}} + j \right) \cdot \left[ t_{\text{и, к}} + \frac{a}{(1 + j) c_{\text{в}}} \left( \beta + \frac{G_{\text{XB}}}{G_{\text{ГВ}}} \right) \cdot (c_{\Gamma} (t_{\Gamma} - (1 + \mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) - 2t_{\Gamma, \text{д}} + m t_{\text{в, Г}}) \right] \right] + \left[ c_{\text{п}} d_{\text{п}} (t_{\Gamma} - (1 + \mu) \cdot (t_{\Gamma} - t_{\text{ух}})) - 2t_{\Gamma, \text{д}} + m \cdot t_{\text{в, Г}} - c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} (d_{\text{п, Г}} - d_{\text{п, д}}) \right] + \frac{G_{\text{ГВ}}}{G_{\text{XB}}} (\beta t_{\text{о}} + t_{\text{XB}}) \right] - (1 + j) t_{\text{и, к}} \right\}, \quad (7)$$

де  $j$  - рециркуляційна частина теплоносія відносно загальної витрати в системі гарячого

водопостачання, що проходить через теплообмінник 8 для запобігання випаданню конденсату з охолодженого газу при подальшому його контакті з поверхнею газоходів та викидної труби.

На основі співвідношення енергетичних потоків (6), (7) встановлена модифікована залежність дійсного коефіцієнта перетворення для оцінки загальної енергетичної ефективності трансформації теплоти, яка відбирається з відпрацьованих газів, що враховує відповідні теплові потоки.

$$\varphi = \left(1 - \frac{Q_n}{Q_k}\right)^{-1} \quad (8)$$

В отриманому рівнянні представляється можливим врахувати вихідні та кінцеві параметри гріючого середовища та середовища, яке нагрівається, а також розрахункові температури абонентських систем в абсолютних значеннях, при цьому їх витратні і режимні параметри відобразити у вигляді характерних співвідношень. Такий вид рівняння дозволив провести аналіз варіативного впливу окремих параметрів та відповідних теплообмінних процесів в пошуку раціональних режимів високоефективної роботи теплонасосної системи з багатofакторним взаємозв'язком.

На рис. 3 представлена залежність коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат відпрацьованих газів і води, яка нагрівається та надходить в контактну камеру. В якості вихідних приймалися такі дані:  $j=0,2$ ;  $t_{ик}=5^\circ\text{C}$ ;  $a=0,1-2$ ;  $\beta=0,1-0,5-0,9$ ;  $\mu=0,04$ ;  $t_r=50;100;150^\circ\text{C}$ ;  $t_{r2}=20^\circ\text{C}$ ;  $m=1$ ;  $t_m=44^\circ\text{C}$ ;  $c_{п}=1100 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $c_{ж}=4200 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $c_r=1026 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $t_{ж}=35^\circ\text{C}$ ;  $d_{п}=0,04 \text{ кг}/\text{кг}$ ;  $d_{н}-d_{к}=0,02 \text{ кг}/\text{кг}$ ;  $t_{yx}=25^\circ\text{C}$ ;  $t_o=70^\circ\text{C}$ ;  $t_{гв}=55^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t=5^\circ\text{C}$ ;  $t_r=95^\circ\text{C}$ ;  $c_{в}=4200 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $c_{yx}=1009 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;  $\bar{\Delta}t_{по}=0,2$ ;  $\Theta=0,5$ ;  $t_{п}=45-75^\circ\text{C}$ ;  $c_{п,6}=1026 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ . З графіків випливає, що раціональні значення коефіцієнта перетворення істотно залежать від початкової температури відпрацьованих газів та співвідношення як розрахункових, так і змінних витрат середовищ, які контактують в умовах експлуатації опалювально-вентиляційних систем та гарячого водопостачання.

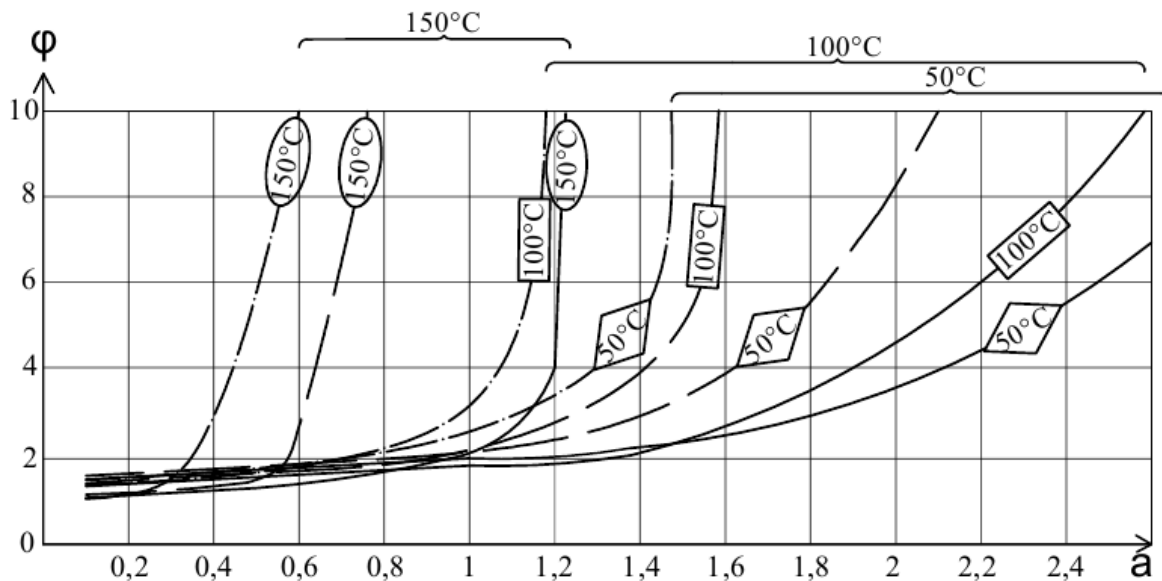


Рис. 3. Залежність коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат відпрацьованих газів та води, яка нагрівається в контактній камері: — при  $\beta=0,1$ ; - - - при  $\beta=0,5$ ; - · - · при  $\beta=0,9$ .  $\diamond 50$  - при  $t_r=50^\circ\text{C}$ ;  $\square 100$  - при  $t_r=100^\circ\text{C}$ ;  $\circ 50$  при  $t_r=150^\circ\text{C}$ .

Очевидно, що досягнення досить високих значень коефіцієнта перетворення в діапазоні значень  $\varphi = 5 \div 10$  забезпечується для відпрацьованих газів з вихідної температурою  $150^\circ\text{C}$  при відповідних співвідношеннях аналізованих витрат ( $a = 0,44-1,2$ ) зі зменшенням співвідношення витрат енергоносіїв для опалювально-вентиляційних систем та гарячого водопостачання  $\beta$ .

З представлених графіків на рис. 4 випливає, що для забезпечення високої ефективності перетворення енергії в системі з діапазоном температур відпрацьованих газів ( $75-150^\circ\text{C}$ ) раціональне співвідношення витрат води  $\beta$  знаходиться в межах  $0,1 \div 0,75$  для традиційних систем

опалення з відповідними розрахунковими перепадами температур теплоносія. В розрахунках приймалися наступні дані:

$j=0,2$ ;  $t_{ик}=5$  °C;  $a=0,1-2$ ;  $\beta=0,1-0,5-0,9$ ;  $\mu=0,04$ ;  $t_r=75; 150$  °C;  $t_{r2}=20$  °C;  $m=1$ ;  $t_m=44$  °C;  $c_{п}=1100$  Дж/(кг·°C);  $c_{ж}=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_r=1026$  Дж/(кг·°C);  $t_{ж}=35$  °C;  $d_{п}=0,04$  кг/кг;  $d_{п}-d_k=0,02$  кг/кг;  $t_{yx}=25$  °C;  $t_o=70; 65$  °C;  $t_{пв}=55$  °C;  $\Delta t=5$  °C;  $t_r=95; 85$  °C;  $c_b=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_r=1026$  Дж/(кг·°C);  $c_{п}=1100$  Дж/(кг·°C);  $c_{yx}=1009$  Дж/(кг·°C);  $\bar{\Delta} t_{по}=0,2$ ;  $\Theta=0,4; 0,5; 0,6$ ;  $t_{п}=45-75$  °C;  $c_{п,б}=1026$  Дж/(кг·°C).

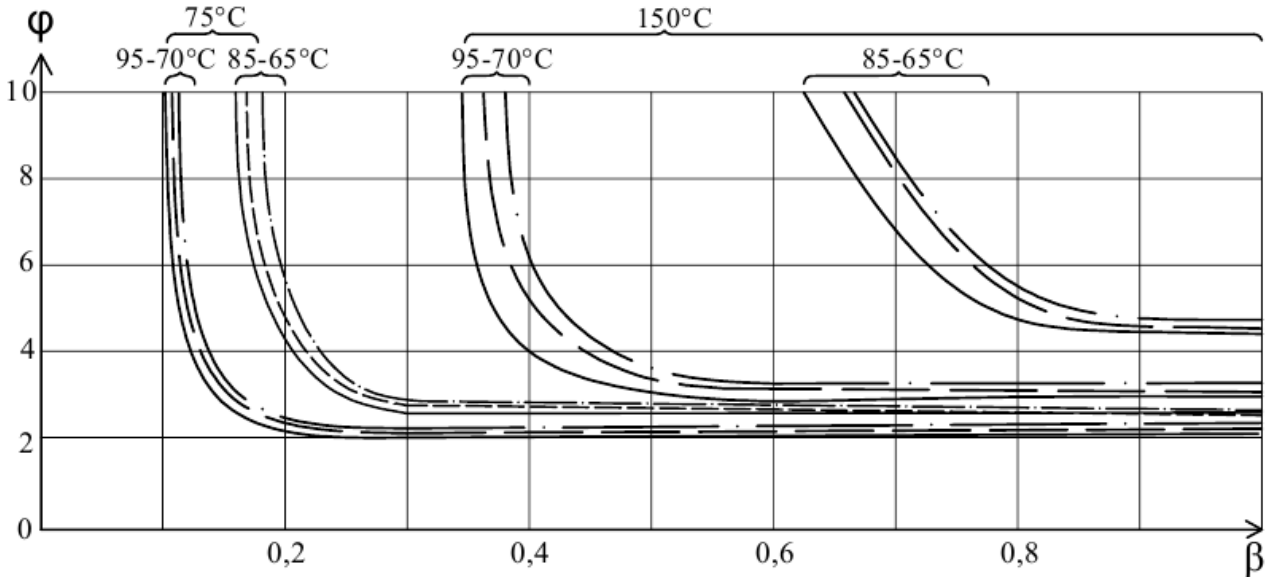


Рис. 4. Залежність коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат теплоносія в системі опалення і гарячого водопостачання при початковій температурі газів  $t_r=75$  и  $150$  °C. — - при  $\theta=0,4$ ; — — - при  $\theta=0,5$ ; — · — · - при  $\theta=0,6$

Для газів з початковою температурою  $t_r=150$  °C високі значення коефіцієнтів перетворення досягаються зі зниженням співвідношення витрат енергоносіїв технологічного та комунально-побутового призначення  $\Theta$ . При цій температурі відповідні значення коефіцієнтів перетворення знаходяться в більш широкому діапазоні зміни  $\beta = 0,35 \div 0,75$ . Графічні залежності підтверджують доцільність застосування систем опалення з більш низькими розрахунковими температурами теплоносія, перш за все характерними для низькотемпературних систем.

Результати дослідження вказують також на необхідність вдосконалення базового варіанту запропонованої системи, а саме, в напрямку більш раціонального використання наявного потенціалу вихідної температури газів в процесі нагрівання води після контактної камери зі зниженням складової потужності теплонасосної установки, а також доцільності подальшого визначення її дійсної ефективності відносно базової системи.

У **четвертому розділі** проведено аналітичне дослідження удосконаленої системи відносно схеми базової структури відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового та комунально-побутового теплопостачання, рис. 5.

Вдосконалений варіант базової системи, який розроблений на основі інтеграції результатів відомих закордонних та вітчизняних розробок, в тому числі проф. В. Ф. Губаря, А. В. Лук'янова, забезпечує умови більш ефективного відбору теплоти з можливістю нагріву теплоносія вихідними газами в теплообміннику 12, який необхідний для систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. При цьому підвищується ступінь очищення газів. Регенерація води в піддоні контактної камери реалізується за аналогічним принципом, як і в базовій схемі.

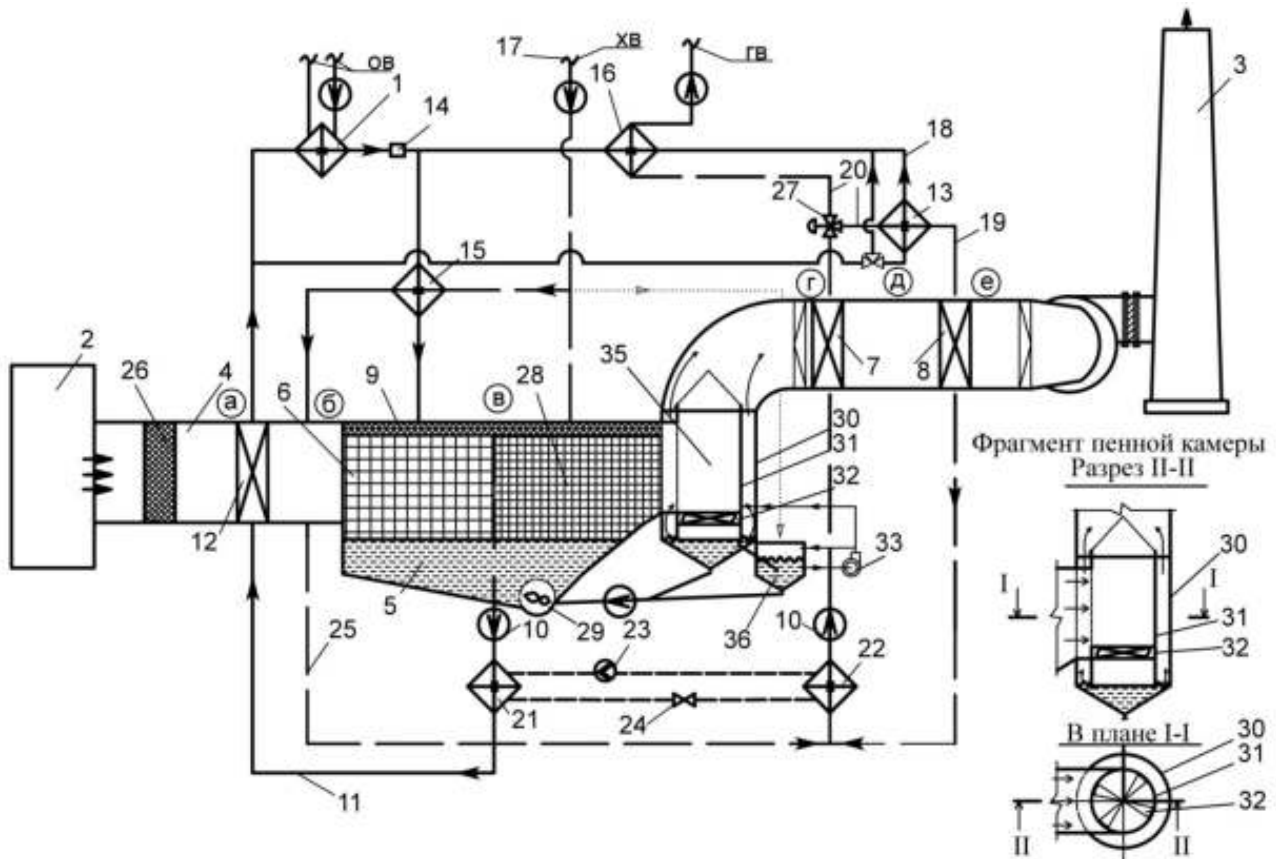


Рис. 5. Схема вдосконаленої системи контактної-рекуперативного відбору з трансформацією теплоти відпрацьованих газів обертових печей для промислового та комунально-побутового теплопостачання:

1 - теплообмінник нагріву води для опалювально-вентиляційних систем; 2 - газохід після традиційного очищення відпрацьованих газів з обертової печі; 3 - димова труба; 4 - газохід після тонкого очищення відпрацьованих газів; 5 - піддон для збору води в контактній камері; 6 - перша контактна камера попереднього зволоження; 7 - теплообмінник глибокого охолодження газу; 8 - підігрівач; 9-зрошувач; 10-циркуляційні насоси; 11, 18, 19, 20 - трубопроводи; 12- теплообмінник попереднього охолодження газів; 13, 15, 16 - теплообмінники; 14-регулятор співвідношення витрат; 17-трубопровід подачі вихідної холодної води; 21-конденсатор; 22-випарник; 23-компресор; 24-дрозельний вентиль; 25-трубопровід подачі води на гаряче водопостачання; 26-фільтр тонкого очищення; 27-трьохпозиційний регулятор витрати рідини; 28-друга контактна камера; 29 - дренажна ділянка технологічного теплоспоживання з регенерацією води; 30 - зовнішній циліндричний елемент; 31 - внутрішній циліндричний елемент; 32 - завихровач; 33 - шламовий (циркуляційний) насос; 34 - проміжна ємність; 35 - завихровальний пристрій, 36 - розширювальний бак.

Для удосконаленої системи аналогічно проведено аналітичне дослідження щодо визначення взаємозв'язку вихідних умов і режимних параметрів з визначенням теплоенергетичного потенціалу при поетапному та загальному охолодженні відпрацьованого газу в запропонованій системі.

Тепловий потік в процесі нагрівання води в конденсаторі термотрансформаторного контуру визначається згідно залежності

$$Q_k = (1 + \beta + j) G_{гв} c_{гв} \left\{ t_{г} + t_0 - \frac{a}{c_{гв} (1 + \beta + j)} \left( \beta + \frac{G_{хв}}{G_{гв}} \right) \cdot \left[ c_{г} \bar{\Delta} t_{по} \cdot (t_{г} - t_{yx}) + d_{п} (c_{п} t_{п} - c_{п,б} (t_{г} - \bar{\Delta} t_{по} (t_{г} - t_{yx}))) \right] - t_{м} \right\} \quad (9)$$

Відповідний тепловий потік охолодження води в випарнику 22 термотрансформаторного контуру представляється виразом

$$Q_{и} = G_{ГВ} c_{В} \left\{ \left[ \left( \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} (1 + \beta + j) + j \right) \cdot \left[ t_{и,к} + \frac{a}{(1+j)c_{В}} \left( \beta + \frac{G_{ХВ}}{G_{ГВ}} \right) \cdot (c_{Г}(t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) - 2t_{Г,д} + m t_{В,Г})) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[ c_{П} d_{П} (t_{Г} - (1+\mu) \cdot (t_{Г} - t_{уХ}) - 2t_{Г,д} + m \cdot t_{В,Г}) - c_{Ж} t_{Ж} (d_{П,Г} - d_{П,Д}) \right] + \frac{G_{ГВ}}{G_{ХВ}} (\beta t_0 + t_{ХВ}) \right] - (1+j)t_{и,к} \right\} \quad (10)$$

В результаті енергетична ефективність удосконаленої системи відбору теплоти визначається за модифікованою залежністю дійсного коефіцієнта перетворення, яка подається у вигляді наступного співвідношення, що враховує відповідні теплові потоки в конденсаторі (9), а також випарнику (10)

$$\varphi_y = \left( 1 - \frac{Q_{и}}{Q_{к}} \right)^{-1} \quad (11)$$

На рис. 6 ілюструється залежність ефективності перетворення енергетичних потоків від співвідношення витрат відпрацьованого газу і води, яка нагрівається в контактній камері, при наступних вихідних даних:

$j=0,2$ ;  $t_{иК}=5$  °С;  $a=0,1-2$ ;  $\mu=0,04$ ;  $t_{Г}=75;150$  °С;  $t_{Г2}=20$  °С;  $m=1$ ;  $t_{М}=44$  °С;  $c_{П}=1100$  Дж/(кг·°С);  $c_{Ж}=4200$  Дж/(кг·°С);  $c_{Г}=1026$  Дж/(кг·°С);  $t_{Ж}=35$  °С;  $d_{П}=0,04$  кг/кг;  $d_{П}-d_{К}=0,02$  кг/кг;  $t_{уХ}=25$  °С;  $t_0=70;65$  °С;  $t_{ГВ}=55$  °С;  $\Delta t=5$  °С;  $t_{Г} = 95;85$  °С;  $c_{В}=4200$  Дж/(кг·°С);  $c_{уХ}=1009$  Дж/(кг·°С);  $\Delta t_{ПО}=0,2$ ;  $\Theta=0,5$ ;  $t_{П}=40$  °С.

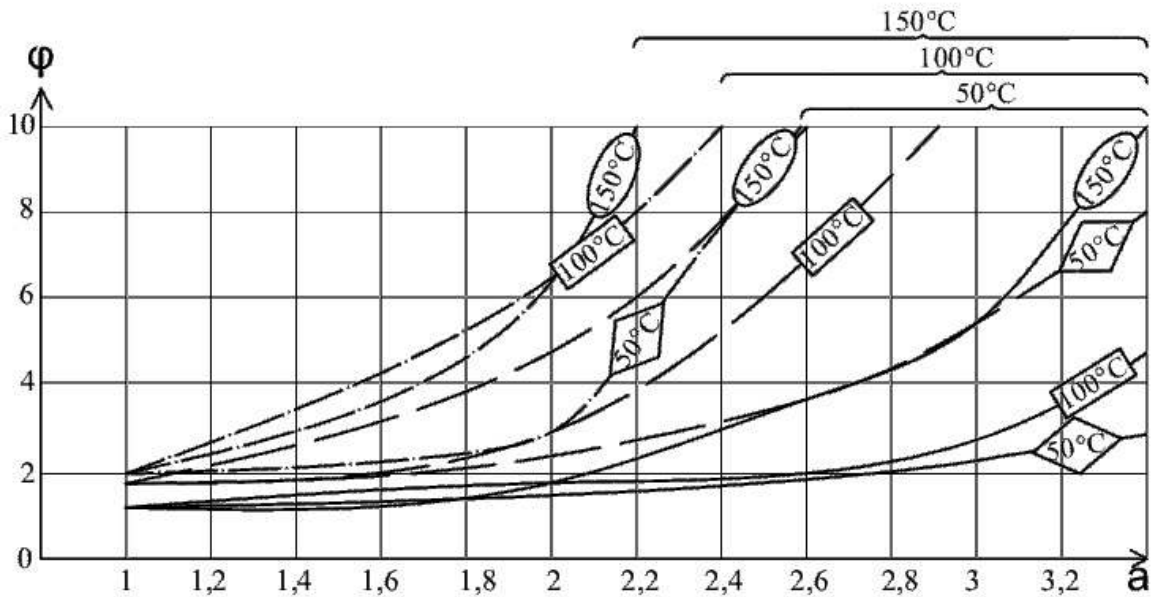


Рис. 6. Залежність коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат відпрацьованих газів і води, яка нагрівається в контактній камері: — - при  $\beta=0,1$ ; - - - при  $\beta=0,5$ ; - · - - при  $\beta=0,9$

◊50 - при  $t_{Г}=50^{\circ}\text{C}$ ; □100 - при  $t_{Г}=100^{\circ}\text{C}$ ; △150 - при  $t_{Г}=150^{\circ}\text{C}$ .

З графіків випливає, що досягнення досить високих значень коефіцієнта перетворення в діапазоні  $\varphi = 5 \div 10$  забезпечується для відпрацьованих газів з температурою  $150$  °С при співвідношенні аналізованих витрат ( $a = 1,2 \div 3,3$ ) зі зниженням співвідношення витрат води для опалювально-вентиляційних систем і систем гарячого водопостачання ( $\beta$ ) в процесі експлуатаційного регулювання.

Для забезпечення високої ефективності перетворення енергетичних потоків в системі з температурою відпрацьованих газів  $75$  °С загальний діапазон раціонального співвідношення  $\beta$  знаходиться в межах  $1 \div 4$  з відповідними розрахунковими температурами теплоносія для систем

опалення. Тут ефективність перетворення енергетичних потоків зростає при відповідному підвищенні співвідношення витрат теплоносія технологічного та комунально-побутового призначення. При даній температурі відпрацьованих газів забезпечуються більш високі значення коефіцієнта перетворення зі зниженням співвідношення витрат теплоносія технологічного та комунально-побутового призначення ( $\Theta$ ). У цих умовах раціональні співвідношення знаходяться в межах 2÷8.

Попереднє охолодження відпрацьованих газів в системі, яка аналізується, дозволяє забезпечити гранично можливий нагрів теплоносія для опалювально-вентиляційних систем. З представлених на рис. 7 графіків випливає, що раціональний ступінь попереднього охолодження газів визначається, перш за все, їх початковою температурою. В якості вихідних параметрів приймалися:

$j=0,2$ ;  $t_{ик}=5$  °C;  $a=0,1-2$ ;  $\beta=0,1-0,5-0,9$ ;  $\mu=0,04$ ;  $t_r=75; 100; 125; 150$  °C;  $t_{r2}=20$  °C;  $m=1$ ;  $t_m=44$  °C;  $c_n=1100$  Дж/(кг·°C);  $c_{ж}=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_r=1026$  Дж/(кг·°C);  $t_{ж}=35$  °C;  $d_n=0,04$  кг/кг;  $d_n-d_k=0,02$  кг/кг;  $t_{yx}=25$  °C;  $t_o=70;65$  °C;  $t_{гв}=55$  °C;  $\Delta t=5$  °C;  $t_r=95;85$  °C;  $c_b=4200$  Дж/(кг·°C);  $c_{yx}=1009$  Дж/(кг·°C);  $\Theta=0,05$ ;  $t_{п}=75$  °C.

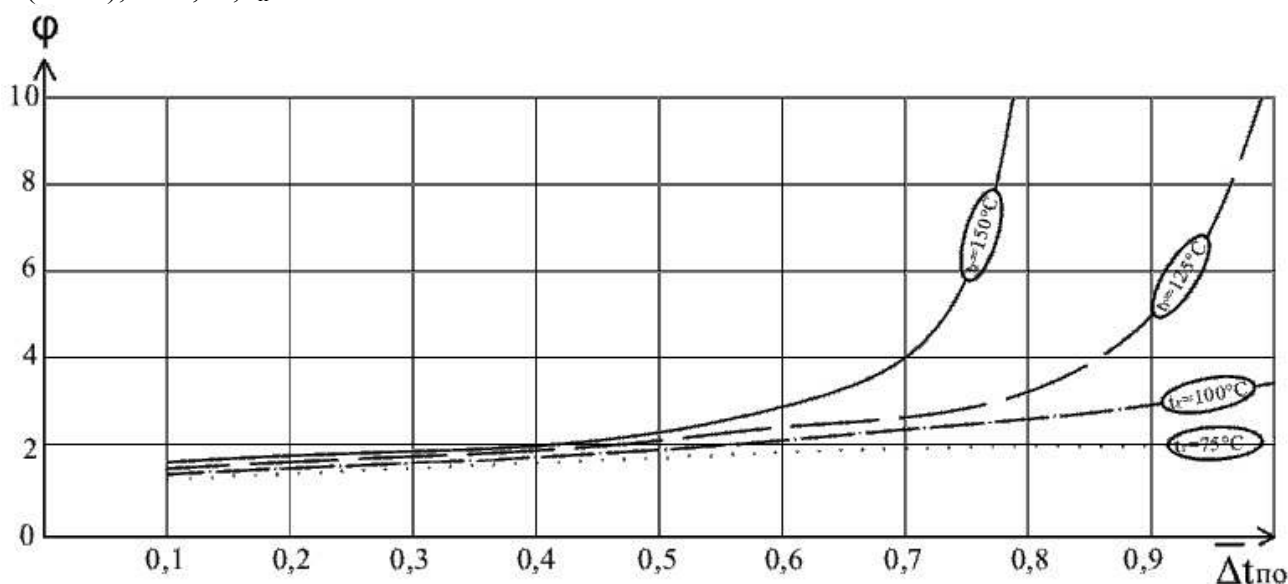


Рис. 7. Залежність коефіцієнта перетворення від глибини попереднього охолодження газу в рекуперативному теплообміннику 12: — - при  $\beta=0,05$ ; — — - при  $\beta=0,5$ ; — — - при  $\beta=0,9$

При цьому на доцільні значення параметрів попереднього охолодження газу надають порівняно малий вплив початкові температури відпрацьованих газів в діапазоні 75 °C і 100 °C. Характерно, що діапазон раціональних значень попереднього охолодження для газів з температурою 150 °C знаходиться в межах 0,5 ÷ 0,8. Для газів з температурою 125 °C область раціональних значень попереднього охолодження знаходиться в діапазоні 0,55 ÷ 0,9, а для газів з температурами 100 та 75 °C - 0,65 ÷ 0,85. У цьому процесі відзначається та ж закономірність підвищення ефективності перетворення при зниженні витрат теплоносія в системі опалення в процесі експлуатаційного регулювання.

Таким чином, з результатів дослідження випливає, що вдосконалений варіант системи відрізняється більшою енергетичною ефективністю в порівнянні з базовим варіантом, перевершує його по надійності функціонування, перш за все в теплий період року, коли навантаження на систему опалення відсутнє.

**П'ятий розділ** присвячено експериментальному дослідженню дійсних можливостей роботи ТНУ в базовій системі відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового та комунально-побутового тепlopостачання, а також визначення економічної та екологічної ефективності.

Схема експериментальної установки представлена на рис. 8.

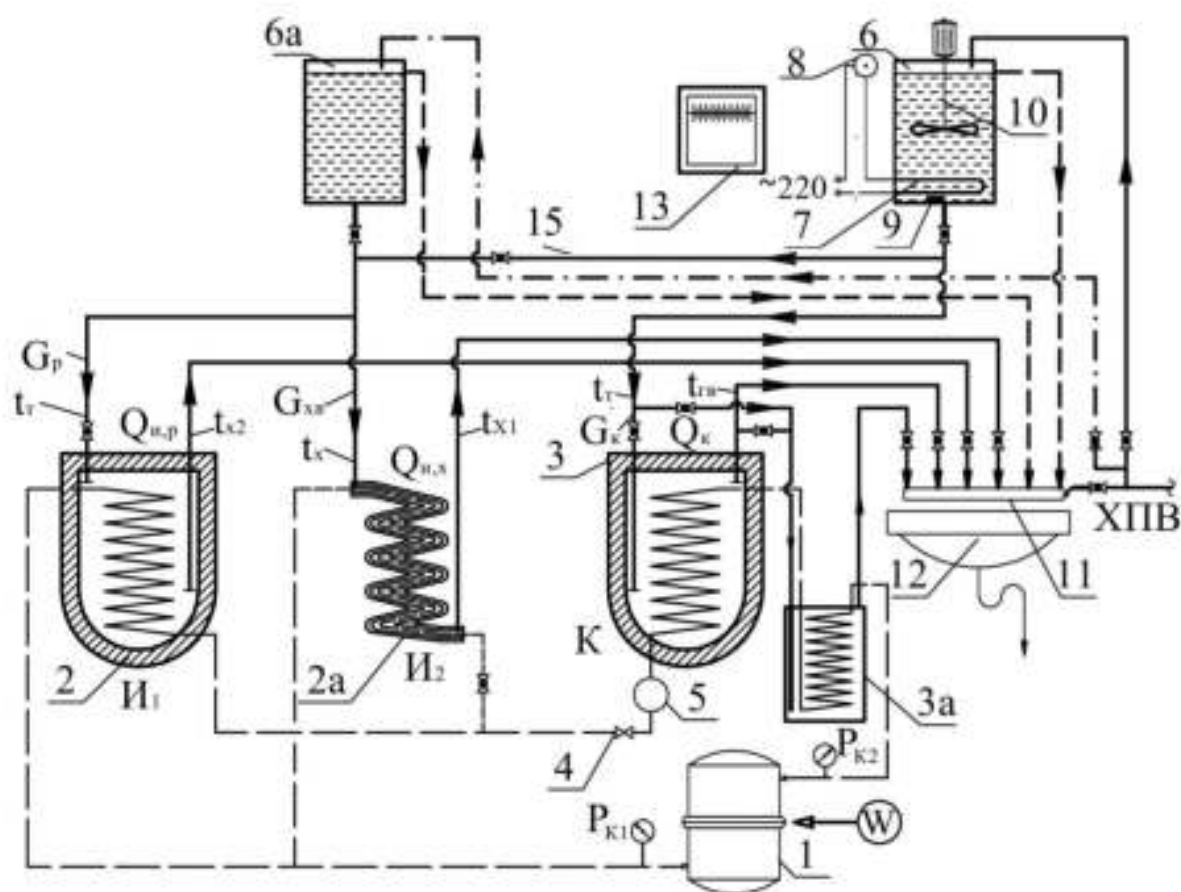


Рис. 8. Схема лабораторної установки термотрансформаторної системи теплопостачання: - - - - - парокompресійний контур; ————— контур води, яка охолоджується та нагрівається; 1 - компресор; 2 і 2а - випарники; 3 - конденсатор; 3а - форконденсатор; 4 - автоматичний регулюючий вентиль (ТРВ); 5 - ресивер; 6 - бак постійного рівня із стабілізуючим нагріванням води; 6а - бак холодної води; 7 - трубчастий електронагрівач (ТЕН); 8 - регулятор стабілізуючого нагріву; 9 - термобалон регулятора; 10 - турбулізатор рідини з електроприводом; 11 - система вимірювання витрати води; 12 - раковина; 13 - електронний вимірювач температур (ЕПП-0.9) 12-ти точковий з термопарами ХК;  $P_{к1}$ ,  $P_{к2}$  - манометри; 14 - ГПВ - лінія господарсько-питного водопроводу; 15 - з'єднувальний трубопровід догріву.

Експериментальне дослідження виконано з метою визначення дійсної ефективності перетворення енергетичних потоків в залежності від співвідношення гріючого середовища та середовища, що нагрівається, а також визначення температури води, яка нагрівається після конденсатора теплонасосної установки. Воно проведено в діапазоні рециркуляційної частини води для підігріву відпрацьованих газів в теплообміннику 8 при  $j = 0,1; 0,2; \dots 0,5$  при співвідношенні витрат для опалювально-вентиляційних систем і систем гарячого водопостачання  $\beta = 3 \dots 0,3$ . При цьому співвідношення витрат охолоджувальної води в двох випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі,  $G_{и} / G_{к}$  знаходилося в межах  $0,5 \dots 0,3 \div 3$ .

Зважаючи на обмежені енергетичні можливості лабораторної теплонасосної установки та умов електричного нагріву холодної води, що надходить в бак 6, а потім до двох випарників 2 і 2а, логічним здалося зіставлення кінцевої температури нагрітої води в конденсаторі  $t_{к}$  за результатами експериментальних вимірювань з її аналітичним значенням, розрахованим в діапазоні експериментально отриманих значень коефіцієнтів перетворення  $\varphi = (2, 4, 6 \text{ і } 8)$ .

Коефіцієнт перетворення відповідних енергетичних потоків в експериментальній установці визначався за встановленою залежністю

$$\varphi = \left( 1 - \frac{[c \cdot G_{и,1} \cdot (t_{и}^{и,1} - t_{к}^{и,1})] + [c \cdot G_{и,2} \cdot (t_{и}^{и,2} - t_{к}^{и,2})]}{c \cdot G_{к} \cdot (t_{кон}^{к} - t_{п})} \right)^{-1}. \quad (12)$$

Відношення теплових потоків  $Q_{и}/Q_{к}$  базується на основі співвідношення відповідних витрат  $\frac{G_{и}}{G_{к}} = \frac{1+j}{1+\beta}$ . Тепловий потік, що генерується в конденсаторі, визначається залежністю, що враховує відносну витрату середовища, яке нагрівається, та відповідну різницю температур.

Визначення температури води, що нагрівається після конденсатора, проводилося на основі раніше встановленого коефіцієнта перетворення відповідно до залежності:

$$t_{к} = t_{м} + \frac{\bar{G} \cdot \left[ \left( (1+j) \cdot \frac{1 + \Theta \cdot (1+\beta)}{(1+j)} \right)^{+j} \right] \cdot t_{и}^{и} - t_{и}^{к}}{1 - \frac{1}{\varphi}} \quad (13)$$

де  $t_{и}^{и}$  і  $t_{и}^{к}$  – температура води відповідно до та після випарника, °С.

На графіку, рис. 9, представлені криві, розраховані аналітично згідно (13) і точки, отримані при аналогічних вихідних даних в експериментальному дослідженні.

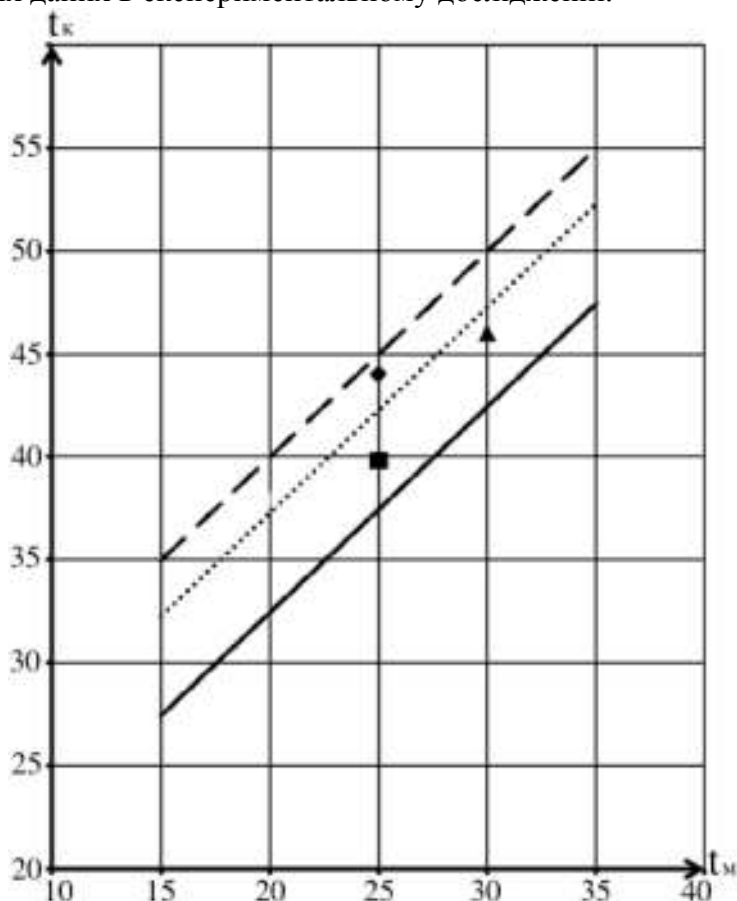


Рис 9. Залежність температури нагрітої води після конденсатора  $t_k$  від температури води, яка надходить з піддона  $t_m$  (при  $\theta=0,3$ ;  $\beta=0,2$ ). Аналітичні розрахунки при: — -  $\varphi=2$ ; - - - - -  $\varphi=6$ ; ..... -  $\varphi=8$ , експериментальні значення при: ■ -  $\varphi=1,62$ ; ◆ -  $\varphi=5,34$ ; ▲ -  $\varphi=8,73$

З зіставлення результатів аналітичного та експериментального дослідження випливає, що залежність температури середовища, яке нагрівається, після конденсатора від її температури в

піддоні (в діапазоні встановлених значень дійсних коефіцієнтів перетворення  $\varphi=2\div 8$ ) задовільно узгоджується з дев'ятивідсотковою розбіжністю щодо встановленої аналітичної залежності (13).

Зважаючи на відносно високу вартість обладнання парокompресійних теплових насосів, які застосовуються в якості високоефективних засобів перетворення енергетичних потоків, становить інтерес визначення співвідношення енергетичної компоненти теплонасосної складової в загальному потоці теплоти, яка генерується в розробленій системі тепlopостачання. Енергетичний потік теплонасосної складової відносно загальної потужності, яка утилізується, визначається за встановленим співвідношенням

$$\bar{Q}_{\text{тн}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}} = \frac{G_{\text{п}} c_{\text{в}} (t_{\text{к}} - t_{\text{м}})}{G_{\text{г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})} = \frac{c_{\text{в}} (t_{\text{кд}} - t_{\text{м}})}{a(1 + \Theta) c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{yx}})}, \quad (14)$$

де  $Q_{\text{п}}$  і  $Q_{\text{г}}$  – відповідно теплові потоки нагріву енергоносія в конденсаторі і загального відбору теплоти з відпрацьованих газів, Вт;

$G_{\text{п}}$  і  $G_{\text{г}}$  – витрати енергоносіїв, що проходять через конденсатор і відпрацьованих газів, кг/с,  $t_{\text{к}}$  і  $t_{\text{м}}$  – кінцева температура нагріву теплоносія в конденсаторі і температура води, що надходить з піддона; °С,

$t_{\text{г}}$  і  $t_{\text{yx}}$  – початкова і кінцева температура відпрацьованих газів, °С.

З графічної інтерпретації залежності теплового потоку, представленої на рис 10, випливає, що теплонасосна складова в загальному потоці, який генерується у вдосконаленій системі тепlopостачання, знаходиться в межах  $0,22 \div 0,45$  при відповідних початкових температурах низькотемпературних газів  $100$  і  $60$  °С в характерних умовах роботи з рівним співвідношенням витрат води для технологічного та комунально-побутового призначення ( $\Theta=1$ ). Очевидно також, що теплонасосна компонента істотно знижується при збільшенні відбору теплоти на технологічне споживання, що характерно при підвищенні інтенсивності будівельно-технологічного виробництва в весняний та літній періоди року, що узгоджується з режимом зниження споживання теплоти системами комунально-побутового тепlopостачання в процесі їх експлуатаційного регулювання.

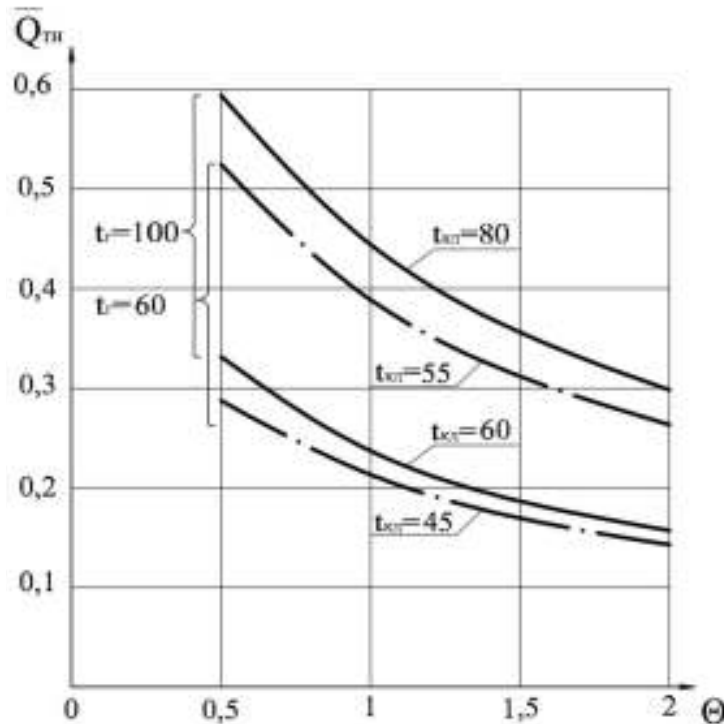


Рис.10. Залежність теплонасосної складової в загальному потоці, який утилізується, в системі від співвідношення витрат води, що поступає з піддону для технологічного та комунально-побутового призначення для вдосконаленого варіанту системи:

— -  $t_{\text{кд}}=60$  та  $80^{\circ}\text{C}$  при  $t_{\text{г}}=100$  °С; - · - · -  $t_{\text{кд}}=45$  та  $55$  °С при  $t_{\text{г}}=60$  °С.

Крім головного показника підвищення енергетичної ефективності з застосуванням теплонасосної установки для розробленої системи проведена оцінка екологічної та економічної складової ефективності, пов'язаної з охороною навколишнього середовища. Вона базується на зниженні шкідливих викидів в результаті скорочення витрат первинного палива в порівнянні з витратою його в традиційних теплогенеруючих установках. Встановлено, що економія палива для характерних типорозмірів цементних і керамзитних печей становить 51964 т/рік і 2401 т/рік відповідно.

В роботі теплонасосної системи з коефіцієнтом перетворення  $\phi=4$  замість твердопаливного котла потужністю 1,163 МВт (1,0 Гкал/ч) за аналізований період забезпечено економію палива до 228 т.у.п. Показано, що одночасно знижуються шкідливі викиди, зокрема  $SO_2 \sim 2,2$  т;  $NO_2 \sim 1,7$  т та викиди парникових газів  $CO_2$  до 640 за рік.

### ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз енергетичної ефективності систем рекуперативного, контактного та контактнорекуперативного засобів відбору теплоти з відпрацьованих низькотемпературних газів свідчить про необхідність пошуку більш ефективних методів глибокого їх охолодження з одночасним підвищенням температури середовища, яке нагрівається, для абонентських систем. Відомі теплонасосні системи теплопостачання на основі охолодження відпрацьованих газів енергетичних установок володіють можливостями вискоелективного відбору та утилізації теплоти. Однак їм властиві підвищені загальні витрати на теплонасосні системи, при цьому вони не можуть бути безпосередньо адаптовані для вирішення поставленого завдання.

2. Вперше запропоновано концептуальний підхід відбору та утилізації теплоти відпрацьованих газів, який передбачає наступні етапи: тонку очистку газу, контактну взаємодію гріючого середовища та води, яка нагрівається, з її регенерацією, нагрів частини води після контактної камери в конденсаторі теплонасосної установки з подальшим догрівом її газами з початковою температурою, а також кінцеве охолодження газу до температури навколишнього середовища.

3. Розроблено нову систему контактнорекуперативного відбору теплоти з відпрацьованих низькотемпературних газів для підвищення ефективності утилізації теплоти палива, що спалюється в пічних агрегатах на основі теплонасосної трансформації енергетичних потоків для промислового та комунально-побутового теплопостачання, яка розглядається як базова на основі запропонованого за ПУ на винахід №100923. В результаті аналітичного дослідження встановлена модифікована залежність коефіцієнта перетворення, який дозволяє проводити комплексну оцінку енергетичної ефективності запропонованої системи. Вона враховує як вихідні умови і режимні параметри абонентських систем, визначаючи ефективність спільної роботи систем контактнорекуперативного відбору і споживання теплоти, так і характер тепломасообмінних процесів при різному співвідношенні температур і витрат гріючого середовища та води, яка нагрівається.

4. В результаті дослідження запропонованої системи виявлено, що в діапазоні початкових температур відпрацьованих газів ( $150 \div 50$  °С) раціональне співвідношення гріючого середовища та води, яка нагрівається в процесі контактної взаємодії, знаходиться в межах ( $\alpha = 0,44 \div 3,2$ ). Для відпрацьованих газів з температурою 150 °С відзначаються підвищені значення коефіцієнтів перетворення до 5-10, які зростають при зниженні співвідношення витрат теплоносія для технологічного та комунально-побутового призначення. При цьому доцільні значення співвідношення витрат на опалювально-вентиляційні процеси та гаряче водопостачання знаходяться в межах  $\beta = 0,35 \div 0,75$ . Діапазон попереднього охолодження газу з температурою  $t_r = 75$  °С доцільно підтримувати в межах  $\bar{\Delta} t_{по} = 0,33 \div 0,5$  зі зниженням співвідношення зазначених витрат при експлуатаційному регулюванні енергоносіїв. Для газів з температурою  $t_r = 150$  °С ступінь попереднього охолодження помітно зростає  $\bar{\Delta} t_{по} = 0,2 \div 0,25$ .

5. Вдосконалений варіант базової системи забезпечує не тільки підвищену ефективність відбору теплоти із збільшенням температури абонентського теплоносія початковими гарячими газами, але і ступінь їх очищення. Для відпрацьованих газів з температурою ( $150 \div 50$ ) °С раціональне співвідношення гріючого середовища та води, яка нагрівається, знаходиться відповідно в межах

( $a=1,2\div 3,5$ ). Збільшення коефіцієнтів перетворення відзначається при зростаючому співвідношенні витрат в опалювально-вентиляційних системах та системах гарячого водопостачання  $\beta = 3,9\div 8,1$ .

6. Доцільні значення попереднього охолодження газів з відповідними температурами  $t_r=100$  °C та  $t_r=150$  °C слід підтримувати в діапазоні  $\bar{\Delta}t_{по} = 0,5 \div 0,79$  та  $\bar{\Delta}t_{по} = 0,55 \div 1$ . Їх зростання супроводжується при експлуатаційному регулюванні зі зниженням співвідношення витрат в системах опалення та гарячого водопостачання. Отже, вдосконалений варіант системи має більшу енергетичну ефективність в порівнянні з базовим варіантом, перш за все в теплий період року, та перевершує його в надійності.

7. Експериментальне дослідження проведено з метою визначення ефективності перетворення енергетичних потоків в залежності від співвідношення гріючого середовища та води, яка нагрівається при ( $j=0,1; 0,2;\dots 0,5$ ) та ( $\beta=3\dots 0,3$ ), діапазон зміни  $G_w/G_k$  розглядався в межах  $0,5\dots 0,3\div 3$ . На цій основі визначалися дійсні коефіцієнти перетворення  $\phi$  та відповідні температури нагріву води після конденсатора. Зіставленням розрахунків за встановленою аналітичною залежністю та результатів експериментального дослідження підтверджено високу ефективність перетворення енергетичних потоків і відповідних температур води, що нагрівається після конденсатора, які задовільно узгоджуються з дев'ятивідсотковою розбіжністю.

8. Встановлено, що теплонасосна складова теплоти, яка утилізується, в загальному енергетичному потоці системи знаходиться в межах  $0,22\div 0,45$  при відповідних початкових температурах відпрацьованих газів  $100$  і  $60$  °C, вона істотно знижується при зростанні відбору теплоти на технологічне теплоспоживання.

9. Визначення техніко-економічної ефективності інтеграції контактної-рекуперативної та теплонасосної утилізації теплоти відпрацьованих газів дозволило встановити, що економія палива, яке спалюється, для характерних типорозмірів цементних і керамзитних печей становить  $51964$  т/рік та  $2401$  т/рік відповідно. Одночасно забезпечується зниження надходження найбільш шкідливих викидів в навколишнє середовище: - за  $SO_2$  до  $27,77\%$  та до  $48,51\%$ , а - за  $NO_2$  до  $27,8\%$  та до  $48,56\%$  відповідно для газового та вугільного палива.

### Список опублікованих робіт

1. Полунин, Ю.Н. Оптимизация основных параметров низкотемпературных систем отопления зданий с усиленной тепловой защитой наружных ограждений [Текст] / Ю.Н. Полунин // Вісн. ОДАБА. – Одеса: ОДАБА. - 2013. – Вип. №50. – С. 245-250.

*Внесок здобувача:* аналітичні рішення, висновки

2. Петраш, В. Д. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактнорекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Вісн. ОДАБА. – Одеса: ОДАБА. – 2013. – Вип. №53. – С. 173-185.

*Внесок здобувача:* розробка схеми, аналітичні рішення, висновки.

3. Петраш, В.Д. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Энерготехнология и ресурсосбережение – 2013. - Вип. №6. – С. 59-56.

*Внесок здобувача:* концепція, постановка задачі, аналітичні рішення, висновки.

4. Петраш, В.Д. Теплонасосная составляющая энергетического потока в системе теплоснабжения на основе охлаждения отработанных газов [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин // Энергоэффективность в строительстве и архитектуре – 2015. - Вип. №7. – С. 78-85.

*Внесок здобувача:* постановка задачі, аналітичні рішення, висновки.

5. Петраш, В. Д. Интегрированный учет коэффициентов преобразования и замещения мощности абонентского теплоснабжения в разработке пароконденсационных систем теплоснабжения [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунин, Поломаный А. А., Высоцкая М. В. // Вестн. ГГТУ. – Гомель: ГГТУ. – 2015. – Вып. №4. – С. 77-80.

*Внесок здобувача:* аналітичні рішення, висновки.

6. Пат. 100923 Україна, МПК (2013.01), F27B 9/00. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового теплоснабження [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н.

Полунін (Україна); заявл. та власн. пат. Одеська державна академія будівництва та архітектури. - № а201105497; заявл. 29.04.2011; опубл. 11.02.2013, Бюл.№3/2013.

7. Пат. 73654 Україна, МПК (2012.01), F28D 21/00. Тепломасообмінний апарат для відбору теплоти з низькотемпературних газів [Текст] / В. Д. Петраш, Ю. Н. Полунін (Україна); заявл. та власн. пат. Одеська державна академія будівництва та архітектури. - № u201109026; заявл. 19.07.2011; опубл. 10.10.2012, Бюл.№19/2012.

### АНОТАЦІЯ

Полунін Ю.Н. Энергоефективне теплопостачання на основі контактної-рекуперативної термотрансформації енергії відпрацьованих газів обертових печей. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 - технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. - Одеська національна академія харчових технологій, Одеса 2017 р.

Робота присвячена теоретичному обґрунтуванню та розробці енергозберігаючої технології термотрансформаторного теплопостачання на основі енергії відпрацьованих газів обертових печей. В результаті дослідження вихідної структури розроблені нові системи (пат. №100923) контактної-рекуперативного відбору з парокompресійною трансформацією теплоти з відпрацьованих газів обертових печей для промислового та комунально-побутового теплопостачання. Встановлено модифіковані залежності коефіцієнта перетворення для відповідних систем, що містять незалежні вихідні умови і режимні параметри, які дозволяють проводити пошук раціональних умов роботи розроблених систем щодо забезпечення високоефективної трансформації енергетичних потоків відпрацьованих газів для теплопостачання. Показано, що ефективність систем зростає зі зниженням температури відпрацьованих газів і зі зменшенням співвідношення витрат енергоносіїв для опалювально-вентиляційних систем і гарячого водопостачання.

В результаті аналітичного дослідження запропонованої системи встановлено, що в діапазоні початкових температур відпрацьованих газів ( $150 \div 50$  °C) раціональне співвідношення гріючого середовища та середовища, що нагрівається в процесі контактної взаємодії знаходиться в межах ( $a=0,44 \div 3,2$ ).

Теплонасосна складова теплоти, що утилізується в загальному енергетичному потоці системи знаходиться в межах  $0,22 \div 0,45$  при відповідних початкових температурах відпрацьованих газів  $100$  і  $60$  °C, вона істотно знижується при зростанні відбору на технологічне теплоспоживання.

Експериментально підтверджено адекватність результатів аналітичних розрахунків ефективності перетворення енергетичних потоків і відповідного рівня температур води, що нагрівається після конденсатора, які задовільно узгоджуються з дев'ятивідсотковою розбіжністю.

Ключові слова: теплопостачання, термотрансформація, обертові печі, відбір теплоти з відпрацьованих газів, коефіцієнт перетворення.

### АННОТАЦИЯ

Полунин Ю.Н. Энергоэффективное теплоснабжение на основе контактно-рекуперативной термотрансформации энергии отработанных газов вращающихся печей. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса, 2017 г.

Работа посвящена теоретическому обоснованию и разработке энергосберегающей технологии термотрансформаторного теплоснабжения на основе энергии отработанных газов вращающихся печей. В результате исследования исходной структуры разработаны новые системы (пат. №100923) контактно-рекуперативного отбора с парокompрессионной трансформацией теплоты из отработанных газов вращающихся печей для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения. Установлены модифицированные зависимости коэффициента преобразования для соответствующих систем, содержащие независимые исходные условия и

режимные параметры, которые позволяют проводить поиск рациональных условий работы разработанных систем по обеспечению высокоэффективной трансформации энергетических потоков отработанных газов для теплоснабжения. Показано, что эффективность систем возрастает со снижением температуры отработанных газов и с уменьшением соотношения расходов энергоносителей для отопительно-вентиляционных систем и горячего водоснабжения.

В результате аналитического исследования предложенной системы установлено, что в диапазоне начальных температур отработанных газов ( $150 \div 50$  °C) рациональное соотношение греющей и нагреваемой среды в процессе контактного взаимодействия находится в пределах ( $a=0,44 \div 3,2$ ).

Теплонасосная составляющая утилизируемой теплоты в общем энергетическом потоке системы находится в пределах  $0,22 \div 0,45$  при соответствующих начальных температурах отработанных газов 100 и 60 °C, она существенно снижается при возрастании отбора на технологическое теплопотребление.

Экспериментально подтверждена адекватность результатов аналитических расчетов эффективности преобразования энергетических потоков и соответствующего уровня температур нагреваемой воды после конденсатора, которые удовлетворительно согласуются с девятипроцентным расхождением.

Ключевые слова: теплоснабжение, термотрансформация, вращающиеся печи, отбор теплоты из отработанных газов, коэффициент преобразования.

## RESUME

Polunin Y.N. Energy-efficient heating through contact-regenerative energy thermotransformation of rotary furnaces waste gases. - The manuscript.

The thesis is submitted to the Candidate of science degree technical of specialty 05.14.06 - Engineering thermal physics and industrial heat-and-power engineering. - Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2017.

The thesis is devoted to theoretical substantiation and development of energy-saving technology thermotransformation heat energy based on the exhaust gas of rotary furnaces. During the study of the original structure new system (Pat. #100923) of contact-regenerative selection with vapor compression transformation of heat from the exhaust gas of rotary furnaces for industrial and household heating has been developed. Modified equation for calculation of conversion factor of respective systems comprising independent initial conditions has been worked out and operating parameters for rational work mode of proposed systems to ensure high-performance transformation of energy flow of exhaust gases for heat supply systems have been proposed. It has been shown that the efficiency of the systems increasing with decrease of temperature of exhaust gases and respectively the ratio of energy costs for heating, ventilation and hot water supply systems decreases significantly. As a result of analytical studies of the proposed system the initial temperature range of the exhaust gas ( $50 \div 150$  °C) rational value of the heating and heated medium in the process of contact interaction is within ( $a = 0,44 \div 3,2$ ) have been found.

The share of contribution of heat utilization by heat pump in total energy flow of system is  $0,22 \div 0,45$  at initial temperatures of exhaust gases 100 and 60 °C respectively and decreases significantly with increase of heat consumption for technological purposes. The adequacy of results of analytical calculations of the efficiency of conversion of energy flows and respective level of temperature of heated water after the condenser which are in good coincidence (9% divergence), have been confirmed experimentally.