

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ГОНЧАРЕНКО ОЛЕКСАНДР ЛЕОНІДОВИЧ



УДК 621.036.7

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ, МОДЕЛЕЙ І  
КОНСТРУКЦІЙ ПОВЕРХНЕВИХ КОНДЕНСАЦІЙНИХ АПАРАТІВ  
КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК МАЛОЇ І СЕРЕДНЬОЇ ПОТУЖНОСТІ

Спеціальність 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2012

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі парогенераторобудування Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України

Науковий керівник доктор технічних наук, професор  
**Єфімов Олександр В’ячеславович**,  
Національний технічний університет  
“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,  
завідувач кафедри парогенераторобудування

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Кошельник Вадим Михайлович**,  
Національний технічний університет  
“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,  
завідувач кафедри теплотехніки та  
енергоефективних технологій


кандидат технічних наук, професор  
**Шульга Микола Олександрович**,  
Харківська Національна академія міського  
господарства, м. Харків,  
завідувач кафедри теплохолодопостачання

Захист відбудеться “ 01 ” березня 2012 р. о 14 годині 30 хвилин  
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 Національного технічного  
університету “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002 ,  
м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного  
університету “Харківський політехнічний інститут ” за адресою: 61002 ,  
м. Харків, вул. Фрунзе, 21

Автореферат розісланий “ 26 ” січня 2012 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Ю.О. Юдін

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Одним з важливих стратегічних напрямків енергетичної політики України є максимально можливе ресурсо- і енергозбереження при виробництві валової продукції і, зокрема, теплоти в галузі промислової і комунальної теплоенергетики. Це обумовлено, з однієї сторони, напруженою ситуацією з забезпеченням теплоенергетики дефіцитними і постійно зростаючими в ціні природним газом і мазутом, з другої сторони, Україна володіє величезним енергозберігаючим потенціалом з причини низької ефективності використання природного газу в комунальній теплоенергетиці, яка досягає лише 50 %, а також експлуатації малоєфективних котельних агрегатів малої і середньої потужності. Згідно з даними Держкомстату України технічний стан обладнання 26430 котелень є критичним. 14331 котлів (22,2 % усіх установлених) експлуатується понад 20 років. Коефіцієнт корисної дії великої кількості застарілих котлів не перевищує 80 %.

Достатньо ефективним рішенням проблеми енергозбереження є економія паливно-енергетичних ресурсів шляхом глибокої утилізації теплоти відхідних газів котлів з конденсацією водяної пари з них. Розробка теплоутилізаційних технологій пов'язана з необхідністю вирішення достатньо складних задач як в напрямку удосконалення методів їх розрахунків і математичних моделей, так і в напрямку створення вискоєфективних конструкцій теплоутилізаторів. Удосконалення методів розрахунків і математичних моделей тепломасообмінних процесів обумовлено недостатньою повнотою розробки і надійністю відомих методів розрахунків в умовах конденсації водяної пари з парогазових сумішей з великим вмістом газів, що не конденсуються. Існуючі методи, як правило, розроблені для пароповітряних сумішей з невеликою кількістю інертних газів і базуються на уточнених і спрощених теоретичних або емпіричних рівняннях, не відображаючи дійсні умови протікання процесів тепломасообміну. Велика різноманітність спеціально створених схем утилізації теплоти і її використання утруднює здійснення об'єктивної оцінки ефективності теплоутилізаційних систем традиційно прийнятим в теплоенергетиці способом – по зміні їх коефіцієнта корисної дії. Таким чином, тема дисертаційної роботи, яка спрямована на підвищення досконалості методів теплових розрахунків систем глибокої утилізації теплоти відхідних газів котлів, є актуальною і своєчасною.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота відповідає тематиці наукових досліджень кафедри парогенераторобудування НТУ «ХПІ» при виконанні фундаментальних бюджетних наукових тем МОН України: «Розробка і розвиток теорії і методів математичного моделювання для автоматизованого структурно-параметричного аналізу, синтезу, діагностики і прогнозування надійності складних теплоенергетичних систем» (№ д/р 0106U001482, 2006–2008 рр.), «Створення і розвиток теорій і методів імітаційного моделювання, визначення надійності та оптимізації параметрів енергетичного устаткування для АСУТП складних теплоенергетичних систем» (№ д/р 0109U002391, 2009–2011 рр.). В цих дослідженнях здобувач брав участь в якості виконавця окремих розділів.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є удосконалення методів розрахунку, моделей і конструкцій поверхневих конденсаційних теплообмінних апаратів, які використовуються в системах глибокої утилізації теплоти відхідних газів для підвищення економічності парових і водогрійних котлів малої і середньої потужності, працюючих на газоподібному паливі.

Для досягнення цієї мети були поставлені і вирішені наступні задачі:

- здійснити аналіз ефективності існуючих технологічних схем глибокої утилізації теплоти відхідних газів котельних установок, обґрунтувати і розробити замкнуту технічну систему «котел–теплоутилізатори» на базі котлів малої і середньої потужності;

- для замкненої технічної системи «котел–теплоутилізатори» розробити метод розрахунку і математичну модель процесів тепломасообміну в умовах конденсації водяної пари з відхідних димових газів котлів;

- удосконалити метод теплового розрахунку конденсаційного повітропідігрівача з проміжним теплоносієм і математичну модель процесів тепломасообміну на кулеподібній поверхні;

- удосконалити математичну модель процесів тепло- і масообміну при конденсації водяної пари з димових газів і метод позонного теплового розрахунку поверхневого теплообмінного апарату конденсаційного типу;

- удосконалити методи розрахунку коефіцієнтів дифузії водяної пари у багатокомпонентні сухі продукти згорання палива і кінцевих температур теплоносіїв в умовах конденсації водяної пари з димових газів;

- розробити комплекс комп'ютерних програм для розрахунку параметрів замкненої технічної системи «котел–теплоутилізатори» і її елементів;

- розробити конструктивні схеми теплоутилізаторів, призначених для глибокого охолодження відхідних газів котельних установок;

**Об'єкт дослідження** – технологічні процеси, що протікають в системах глибокої утилізації теплоти відхідних газів котлів.

**Предмет дослідження** – конструкції поверхневих конденсаційних теплообмінних апаратів, методи їх розрахунків і моделі процесів тепломасообміну.

**Методи досліджень.** Теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних основах теорії тепломасообміну і гідродинаміки. Для аналізу процесів тепломасообміну і конденсації водяної пари в теплообмінних апаратах використовуються методи математичного моделювання на базі алгебраїчних рівнянь. При виконанні теплових розрахунків використовуються нормативні методи теплових розрахунків котельних агрегатів. Для отримання емпіричних залежностей використовуються апроксимаційні методи найменших квадратів і вирівнювання, для опису табличних даних використовуються інтерполяційні методи на основі поліномів п'ятої степені. Чисельні рішення задач конвективного тепломасообміну здійснюються ітераційним методом Гаусса – Зейделя.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в наступному:

- вперше розроблена математична модель процесів, що протікають у замкнутій технічній системі «котел–теплоутилізатори», яка базується на удосконалених методах розрахунку тепло- і масообміну в умовах конденсації водяної пари з димових газів (парогазових сумішей з великим вмістом інертних газів);

– вперше розроблена математична модель процесів тепломасообміну у конденсаційному повітропідігрівачі з проміжним кулеподібним теплоносієм на основі синтезу нового метода теплового розрахунку конденсаційної зони і вдосконаленого методу теплового розрахунку безконденсаційної («сухої») зони;

– удосконалено метод позонного теплового розрахунку конденсаційного теплообмінного апарата поверхневого типу, який враховує реальні умови спільно протікаючих процесів тепло- і масообміну при конденсації водяної пари з димових газів;

– отримали подальший розвиток методи розрахунку коефіцієнтів дифузії водяної пари у багатокомпонентні сухі продукти згорання палива і кінцевих температур теплоносіїв в умовах конденсації водяної пари з димових газів.

**Практичне значення одержаних результатів** для теплоенергетики полягає у розробці методів розрахунків процесів тепломасообміну, які здійснюються в замкнутій технічній системі «котел–теплоутилізатори». Конструктивні рішення системи можуть використовуватись в при проектуванні, модернізації і реконструкції котельних установок малої і середньої потужності систем опалювання і гарячого водопостачання. Впровадження результатів роботи у комунальну теплоенергетику дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії системи «котел–теплоутилізатори» в середньому на 12...15 % і, тим самим, зменшити витрату газоподібного палива.

Розроблені методи теплових розрахунків теплоутилізаційних систем і конденсаційних апаратів поверхневого типу впроваджені в НТП «Котлоенергопром» (м. Харків) і у навчальний процес НТУ «ХП».

**Особистий внесок здобувача** Усі наукові результати дисертації, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно. Серед них: обґрунтування і вибір ефективної замкнутої технічної системи «котел–теплоутилізатори»; розробка методів теплового розрахунку замкнутої технічної системи і її елементів: конденсаційного повітропідігрівача з проміжним кулеподібним теплоносієм, поверхневого теплообмінного апарата конденсаційного типу і математичних моделей процесів тепломасообміну, протікаючих в них; розробка методів розрахунку коефіцієнтів дифузії водяної пари у багатокомпонентні сухі продукти згорання палива і кінцевих температур теплоносіїв; розробка конструкцій теплоутилізаторів, призначених для глибокого охолодження відхідних димових газів котельних установок; обґрунтування планів проведення і виконання досліджень, обробка та узагальнення результатів, участь у їх впровадженні.

**Апробація роботи.** Результати дисертаційної роботи докладались на: XII- й – XIX- й Міжнародних наукових конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2004 – 2011 рр.); Міжнародній науковій конференції «Проблеми енергозбереження України і шляхи їх рішення» (м. Харків, 2008 р.); Міжнародній конференції «Проблеми інформатики і моделювання (ПІМ-2009)» (м. Харків, 2009 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження» «ENERGIA-2010» (м. Ялта, 2010 р.).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 8 статтях у фахових наукових виданнях України.

**Структура дисертації.** Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел інформації і додатка. Повний обсяг дисертації складає 204 сторінки, з них 13 таблиць за текстом, 22 рисунка на 17 окремих сторінках, 1 рисунок за текстом, список використаних літературних джерел з 140 найменувань на 16 сторінках, додаток на 2 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми роботи, сформульовані мета і задачі дослідження, наведені наукова новизна і практичне значення одержаних результатів.

**У першому розділі** проаналізовано сучасний стан, проблеми і перспективи розробки технологій глибокої утилізації теплоти відхідних продуктів згорання газоподібного палива котельних установок шляхом їх охолодження нижче температури точки роси і методів теплових розрахунків конденсаційних теплообмінних апаратів. Відмічено, що великий внесок у розвиток теорії, розробку методів розрахунку і у впровадження в промисловість технологій глибокої утилізації теплоти відхідних димових газів зробили вчені: Аронов І.З., Долінський А.А., Семенюк Л.Г., Бухаркін Е.Н., Фіалко Н.М., Баскаков А.П., Григоров В.Г., Берман Л.Д., Ісаченко В.П., Безродний М.К., Аэров М.Э. та ін.

Аналіз особливостей процесів глибокого охолодження відхідних газів дозволив установити, що при розробці теплоутилізаційних технологій виникає ряд складних задач. При охолодженні відхідних газів нижче температури точки роси у газовідвідному тракті і в димарі здійснюється конденсація залишкової водяної пари, що неминуче спричиняє корозію і руйнування і вимагає прийняття спеціальних заходів для забезпечення надійного їх захисту. Конструкції теплоутилізаційних апаратів повинні бути компактними і недорогими, що можливо реалізувати тільки при використанні великої поверхні теплообміну в одиниці об'єму і забезпеченні високих значень коефіцієнтів теплообміну. При розробці і впровадженні у промисловість теплоутилізаційних технологій важливими є вибір теплоносіїв і схемних рішень по раціональному використанню утилізованої теплоти (в системах опалення, гарячого водопостачання, вентиляції, кондиціонування повітря тощо), а також критеріїв оцінки ефективності утилізації теплоти. Зіставлення процесів утилізації теплоти відхідних газів у контактних, контактно-поверхневих і поверхневих теплообмінних апаратах, оцінка їх переваг і недоліків дозволили зробити висновок, що поверхневі апарати, незважаючи на їх більш велику вартість, можуть успішно використовуватись в системах утилізації теплоти відхідних газів у парових і водогрійних котлах.

Аналіз методів теплового розрахунку поверхневих теплообмінних апаратів, призначених для конденсації водяної пари з парогазових сумішей, дозволив зробити висновок, що практично всі вони розроблені для пароповітряних сумішей з невеликим вмістом інертних газів ( $\epsilon_r = 0,01 \div 0,2$ ). Продукти згорання палива відрізняються від пароповітряних сумішей як складом, так і великим вмістом інертних газів ( $\epsilon_r = 0,83 \div 0,95$ ). У цьому випадку густина поперечного

поток маси невелика, що свідчить про можливість використання у теплових розрахунках теплоутилізаторів наближеної аналогії між теплообміном і масообміном. Установлено, що методи розрахунку теплообміну при конденсації водяної пари на кулеподібній поверхні потребують суттєвого удосконалення.

**Другий розділ** присвячено розробці методу теплового розрахунку запропонованої системи «котел–теплоутилізатори» і побудові математичних моделей процесів тепло- і масообміну, що протікають в системі і її складових: конденсаційному повітропідігрівачі (КПП) і конденсаційному теплообмінному апараті (КТА). Вибір цієї замкнутої технічної системи здійснювався, виходячи з таких міркувань. В багатьох випадках теплоутилізаційні технології впроваджуються шляхом реконструкції існуючих котельних установок. Відповідно до цього можлива велика різноманітність утилізаційних схем в залежності від стабільності річного споживання низькопотенційного теплоносія (гарячої води, гарячого повітря, конденсату), а також від наявності на підприємстві необхідної кількості холодного теплоносія. Критерієм ефективності таких схем є коефіцієнт використання палива, з допомогою якого достатньо складно оцінити ступінь досконалості технології глибокої утилізації відхідних димових газів. Більш раціональним уявляється об'єднання котла і теплоутилізаційних пристроїв в єдину систему, в якій витрату палива доцільно залишити незмінною, а ефективність системи оцінити традиційним для котельної техніки способом – по зміні коефіцієнта корисної дії (ККД). Схема системи наведена на рис. 1.

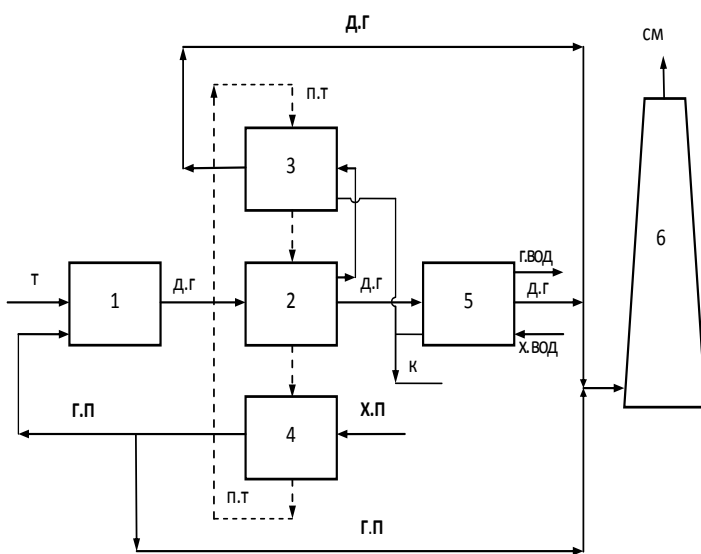


Рис. 1 Принципова схема системи «котел–теплоутилізатори»: 1 – котел; 2 – «суха» зона КПП; 3 – конденсаційна зона КПП; 4 – повітряна зона КПП; 5 – КТА; 6 – димар; Т – паливо; Д.Г – димові гази; П.Т – проміжний теплоносій; Х.П – холодне повітря; Г.П – гаряче повітря; Х.ВОД – холодна вода; Г.ВОД – гаряча вода; К – конденсат; СМ – газоповітряна суміш.

Теплоутилізаційна частина системи складається з КПП і КТА для нагріву води. В КПП здійснюється охолодження всієї кількості відхідних газів до температури точки роси (без конденсації водяної пари) і невеликої їх частки нижче температури точки роси (з конденсацією водяної пари). В КТА здійснюється охолодження решти відхідних газів нижче температури точки роси. В якості КПП використано компактний теплообмінний апарат з циркулюючим проміжним кулеподібним теплоносієм. КТА поверхневого типу уявляє собою мілкоробристий пакет труб. Доцільність формування системи з двома теплоутилізаторами замість одного продиктована

необхідністю рішення таких задач, як: використання гарячого повітря в основ-

ному агрегаті (котлі), що, як відомо, є найбільш ефективною і оптимальною утилізаційною технологією; поліпшення процесу горіння палива; зниження витрати води (необхідність в ній може бути обмеженою); забезпечення захисту газівідвідного тракту від руйнування; використання фізичної теплоти відхідних газів у компактному КПП. Метод теплового розрахунку системи містить рівняння для розрахунків фізичних і теплофізичних параметрів теплоносіїв; теплового балансу системи, ККД і витрати палива; тепломасообміну в КПП і КТА.

ККД системи розраховується за вищою теплою згоряння палива  $\eta_c^B = 100 - q_{2C}^B - q_{3C}^B - q_{4C}^B - q_{5C}^B - q_{6C}^B$ , де  $q_{2C}^B, q_{3C}^B, q_{4C}^B, q_{5C}^B, q_{6C}^B$  – відповідно втрати теплоти з відхідними газами, від хімічного недопалу, від механічної неповноти згоряння палива, від зовнішнього охолодження огорожень котла і теплоутилізатора, з конденсатом. Втрата теплоти з відхідними газами  $q_{2C}^B$  складає

$$q_{2C}^B = \frac{[I_{CM} - (\alpha_{CM} - \beta'_C) \cdot I_{0.ПРС} - \beta'_C \cdot I_{0.Х.П} + \Delta Q_{КОНД}^C] \cdot (100 - q_{4C}^B)}{Q_P^B}, \quad (1)$$

де  $I_{CM}$  – ентальпія суміші відхідних газів з гарячим повітрям;  $\alpha_{CM}$  – коефіцієнт надлишку повітря в суміші;  $\beta'_C$  – відношення кількості повітря на вході в КПП до теоретично необхідної;  $I_{0.ПРС}$  – ентальпія присмоктаного у газоходи повітря при температурі  $t_{0.ПРС}$ ;  $I_{0.Х.П}$  – ентальпія теоретично необхідної кількості холодного повітря на вході у повітряний тракт при температурі  $t_{0.Х.П}$ ;  $\Delta Q_{КОНД}^C$  – кількість теплоти, яка виноситься відхідними газами з системи у навколишнє середовище;  $Q_P^B$  – наявна теплота  $1\text{м}^3$  газоподібного палива.

У зв'язку з невизначеністю величин вологовмісту присмоктаного і холодного повітря, які залежать від місця розташування котельної і пори року, розрахунок  $\Delta Q_{ЕІІА}^N$  здійснюється за формулою  $\Delta Q_{КОНД}^C = \varphi \cdot (Q_s^r - Q_i^d - Q_K)$ , де  $\varphi$  – коефіцієнт збереження теплоти;  $Q_s^r$  і  $Q_i^d$  – вища і нижча теплоти згоряння палива;  $Q_K$  – кількість теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари з відхідних газів, яка, в свою чергу, знаходиться як  $Q_K = Q_a + Q_b + Q_c$ , де  $Q_a$  – кількість теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари і охолодження конденсату;  $Q_b$  – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні газів, які не конденсуються;  $Q_c$  – кількість теплоти, що виділяється при охолодженні водяної пари, яка не сконденсувалась. Складові рівняння для розрахунку  $Q_K$ :

$$Q_a = (V_{C,Г}^{BX} \cdot \rho_{C,Г}^{BX} \cdot d_{ВХ} - V_{C,Г}^{ВИХ} \cdot \rho_{C,Г}^{ВИХ} \cdot d_{ВИХ}) \cdot [r + c_K (t_P - \vartheta_{Г2})];$$

$$Q_b = (V_{C,Г}^{BX} \cdot \rho_{C,Г}^{BX} \cdot t_P - V_{C,Г}^{ВИХ} \cdot \rho_{C,Г}^{ВИХ} \cdot \vartheta_{Г2}) \cdot c_{P,Г};$$

$$Q_c = (V_{C,Г}^{BX} \cdot \rho_{C,Г}^{BX} \cdot d_{ВХ} - V_{C,Г}^{ВИХ} \cdot \rho_{C,Г}^{ВИХ} \cdot d_{ВИХ}) \cdot c_{pП} (t_P - \vartheta_{Г2}),$$

де  $V_{C,Г}^{BX}, V_{C,Г}^{ВИХ}$  – об'єми сухих газів на вході і виході теплоутилізаторів;  $\rho_{C,Г}^{BX}, \rho_{C,Г}^{ВИХ}$  – густини сухих газів на вході і виході теплоутилізаторів;  $d_{ВХ}, d_{ВИХ}$  – вологовмісти димових газів на вході і виході теплоутилізаторів;  $r$  – теплота фазового переходу;  $c_K$  – теплоємність конденсату;  $t_P$  – температура точки роси;



$\vartheta_{Г2}$  – температура димових газів на виході з теплоутилізаторів;  $c_{pCG}$  і  $c_{pП}$  – відповідно теплоємності сухих газів і водяної пари.

**У третьому розділі** наведено метод теплового розрахунку КПП і принципи побудови математичної моделі, яка відображає особливості спільно протікаючих процесів тепло- і масообміну на кулеподібній поверхні циркулюючого проміжного теплоносія. Враховуючи те, що в КПП теплообмін здійснюється як без зміни агрегатного стану водяної пари, так і з її конденсацією, його поверхня теплообміну розділяється на функціональні зони: безконденсаційну («суху»), повітряну і конденсаційну. Межею розподілу є температура точки роси.

Метод теплового розрахунку і математична модель процесів, що відбуваються в КПП, уявляють собою наступне.

1. Тепловий баланс КПП розраховується таким чином:  $Q_{сух} + Q_{КПП}^K = Q_{П}$ , де  $Q_{сух}$  – кількість теплоти, що виділяється в «сухий» зоні, яка визначається за формулою  $Q_{сух} = \varphi \cdot (I_{Г1} - I_{ГП})$ , де  $I_{Г1}, I_{ГП}$  – відповідно ентальпії димових газів на вході в КПП і при температурі точки роси  $t_p$ ;  $Q_{КПП}^K$  – кількість теплоти, що виділяється в конденсаційній зоні, яка знаходиться як  $Q_{КПП}^K = Q_{КЗ} - Q_{КТА}$ , де  $Q_{КЗ}$  – кількість теплоти, що виділяється внаслідок конденсації водяної пари з димових газів, яка обчислюється за формулою  $Q_{КЗ} = \varphi \cdot Q_K$ ;  $Q_{П}$  – кількість теплоти, яка необхідна для нагріву повітря в повітряній зоні і розраховується як  $Q_{П} = (\beta'_T + \Delta\beta_1 + \Delta\alpha_{КПП} / 2) \cdot (I_{ГП} - I_{ХП})$ , де  $\beta'_T$  – відношення кількості повітря, що подається в топку котла, до теоретично необхідної;  $\Delta\beta_1$  – кількість гарячого повітря, що підмішується в газовідвідний тракт системи;  $\Delta\alpha_{КПП}$  – присмокт повітря в КПП;  $I_{ГП}$  і  $I_{ХП}$  – відповідно ентальпії гарячого і холодного повітря;  $Q_{КТА}$  – кількість теплоти, що виділяється в КТА.

2. Живі перетини для проходу газів і повітря у відповідних зонах КПП  $F_{сух}, F_{кон}, F_{П}$  розраховуються за формулою  $F = B \cdot V(\vartheta + 273) / w \cdot 273$ , де  $B$  – витрата палива;  $V, \vartheta, w$  – об'єм, температура, швидкість руху газів або повітря.

3. Основу розрахунку тепломасообміну складають співвідношення:

$$p_s = f(t_s), \quad (2)$$

$$q = \beta_p \cdot [r + c_k (\vartheta_{Г}^{BX} - \vartheta_{Г}^{ВИХ})] (p_{П} - p_{ГП}) + \bar{\alpha}_Г (\vartheta_{Г} - t_{ГП}^K) = K' (t_{ГП} - t_{ГП}^K), \quad (3)$$

де  $p_s$  і  $t_s$  – відповідно парціальний тиск і температура на лінії насичення водяної пари;  $q$  – густина теплового потоку;  $\beta_p$  – коефіцієнт масовіддачі водяної пари в газовій фазі, віднесений до градієнта парціального тиску;  $\vartheta_{Г}^{BX}, \vartheta_{Г}^{ВИХ}, \vartheta_{Г}$  – температури газів на вході, виході і в середній частині конденсаційної зони;  $p_{П}$  – парціальний тиск водяної пари при температурі газів  $\vartheta_{Г}$ ;  $p_{ГП}, t_{ГП}$  – відповідно парціальний тиск і температура водяної пари на межі розділу фаз;  $\bar{\alpha}_Г$  – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до поверхні плівки конденсації без врахування ефекту конденсації;  $t_{ГП}^K$  – температура повітря, нагрітого в конденсаційній зоні;  $K'$  – коефіцієнт теплопередачі від повітря до плівки кон-

денсату, який дорівнює 
$$K' = \left( \frac{1}{\bar{\alpha}_\Pi \cdot x_\Pi} + \frac{r_K}{5 \cdot \lambda_K} + \frac{1}{\bar{\alpha}_K \cdot x_\Gamma} \right)^{-1}, \quad (4)$$

де  $\bar{\alpha}_\Pi$  – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні плівки;  $x_\Pi$  і  $x_\Gamma$  – відповідно частки живого перетину КПП у повітряній і газовій зонах;  $r_K$  – радіус кулі;  $\lambda_K$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу проміжного теплоносія;  $\bar{\alpha}_K$  – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари, яка міститься у продуктах згоряння, на поверхні кулеподібного теплоносія

$$\bar{\alpha}_K = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_K (\rho_K - \rho_\Pi) \cdot \Pi \cdot r \cdot g_\Phi \cdot \lambda_{\text{эф}}}{\mu_K \cdot \Delta t_{\text{п.с}} \cdot L}}, \quad (5)$$

де  $\rho_K, \rho_\Pi$  – відповідно густини конденсату і водяної пари;  $\Pi$  – проникливість пористого шару;  $g_\Phi$  – прискорення вільного падіння в напрямку руху теплоносія;  $\lambda_{\text{эф}}$  – ефективний коефіцієнт теплопровідності кулеподібного шару;  $\mu_K$  – динамічний коефіцієнт в'язкості конденсату;  $\Delta t_{\text{п.с}}$  – температурний напір «пара–стінка»;  $L$  – довжина поверхні, по якій рухається теплоносій.

Коефіцієнт масовіддачі розраховується за формулою

$$\beta_p = \frac{\bar{\alpha}_\Gamma \cdot x_\Gamma}{c_{p_\Gamma} \cdot p_{\text{ср}}} \frac{M_\Pi}{\bar{M}_\Gamma} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_D} \right)^{2/3}, \quad (6)$$

де  $M_\Pi$  – молекулярна маса водяної пари;  $\text{Pr}$  – теплове число Прандтля;  $c_{p_\Gamma}$  – питома теплоємність димових газів;  $\bar{M}_\Gamma$  – середня молекулярна маса димових газів;  $p_{\text{ср}}$  – рушійна сила масообміну;  $\text{Pr}_D$  – дифузійне число Прандтля,  $\text{Pr}_D = \nu_\Gamma / D$ , де  $\nu_\Gamma$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості;  $D$  – коефіцієнт дифузії водяної пари у багатокомпонентні сухі димові гази.

У зв'язку з тим, що  $q$ ,  $\beta_p$ ,  $\bar{\alpha}_K$  залежать від невідомих температур на межі розділу фаз  $t_{\text{ГР}}$  і на поверхні теплообміну  $t_{\text{СТ}}$ , то значення останніх знаходяться методом послідовних наближень.

Умовний коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до поверхні насадки

дорівнює 
$$\bar{\alpha}_{\text{УМ}}^K = \left\{ \frac{1}{\beta_p [r + c_K (\vartheta_\Gamma^{\text{ВХ}} - \vartheta_\Gamma^{\text{ВІХ}})] \cdot \frac{p_\Pi - p_{\text{ГР}}}{\vartheta_\Gamma - t_{\text{ГР}}} + \bar{\alpha}_\Gamma \cdot x_\Gamma} + \frac{1}{\bar{\alpha}_K \cdot x_\Gamma} \right\}^{-1}. \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопередачі від димових газів до повітря визначається як

$$K_{\text{конд}} = \frac{\psi}{\left( \frac{1}{\bar{\alpha}_\Pi \cdot x_\Pi} + \frac{r_K}{5 \cdot \lambda_K} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{УМ}}^K \cdot x_\Gamma} \right)}, \quad (8)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт теплової ефективності поверхні теплообміну.

Площа поверхні теплообміну визначається як  $N_{\text{конд}} = B \cdot Q_{\text{КПП}}^K / K_{\text{конд}} \bar{\Delta t}$ , де  $\bar{\Delta t}$  – середній температурний напір.

4. Теплообмін в «сухій» і повітряній зонах описується залежністю

$$\overline{Nu} = 0,24 \cdot Re^{0,83}. \quad (9)$$

Коефіцієнт теплопередачі від димових газів до повітря  $K_{CVX}$  знаходиться за формулою (8) при заміні в ній  $\overline{\alpha}_{YM}^K$  на  $\overline{\alpha}_\Gamma$ . Площа поверхні теплообміну визначається за формулою  $H_{CVX} = B \cdot Q_{CVX} / K_{CVX} \overline{\Delta t}$ . Сумарна площа поверхні теплообміну  $H_{KPP} = H_\Gamma + H_\Pi$ , де  $H_\Gamma = (H_{KONД} + H_{CVX}) \cdot x_\Gamma$ ,  $H_\Pi = (H_{KONД} + H_{CVX}) \cdot x_\Pi$ .

5. Маса кулеподібного теплоносія, який циркулює в КПП, визначається як

$$G_\Pi = B \cdot (Q_{CVX} + Q_{KPP}^K) / c_M \cdot (t_{K2} - t_{K1}), \quad (10)$$

де  $c_M$  – питома масова теплоємність матеріалу насадки;  $t_{K1}, t_{K2}$  – відповідно температури кулеподібного теплоносія на вході і виході КПП.

Кратність циркуляції теплоносія складає  $K_\Pi = 6 \cdot G_\Pi / H_\Pi \cdot d_K \cdot \rho_K$ , де  $d_K$  – діаметр кулі;  $\rho_K$  – щільність матеріалу кулі. Товщини насадки в кожній зоні розраховуються за формулою  $h = H / a \cdot F$ , де  $H$  і  $F$  – відповідно площа поверхні теплообміну і живий перетин у відповідній зоні КПП;  $a$  – площа поверхні теплообміну в одиниці об'єму кулеподібного теплоносія.

**Четвертий розділ** присвячено розробці математичної моделі процесів, що протікають у конденсаційному теплообмінному апараті поверхневого типу. Основу моделі складає система співвідношень, які описують процеси тепло- і масообміну в умовах конденсації водяної пари з продуктів згоряння природного газу. Для врахування реально існуючої зміни вздовж поверхні теплообміну теплофізичних параметрів поверхня КТА розділяється на окремі ділянки (зони), в межах яких основні теплотехнічні і тепломасообмінні параметри приймаються незмінними. При розробці математичної моделі здійснювалось наступне.

1. Вибір типу і конструкції теплообмінного апарата з метою визначення його орієнтовних розмірів, швидкостей руху теплоносіїв і типу рівнянь для розрахунку тепломасообміну. За відомим рівнянням  $H_{KTA} = B \cdot Q_{KTA} / K_{KTA} \cdot \overline{\Delta t}$  знаходиться площа поверхні КТА. Коефіцієнт теплопередачі  $K_{KTA}$  попередньо приймається рівним (350...400) Вт/м<sup>2</sup>°С. Кількість теплоти, яка виділяється в КТА при конденсації водяної пари з димових газів у першому наближенні розраховується як  $Q_{KTA} = Q_{СИСТ} - Q_{КА} - Q_\Pi$ , де  $Q_{СИСТ}$  і  $Q_{КА}$  – відповідно кількості теплоти, які корисно використовуються в системі і котлі,  $Q_{СИСТ} = B \cdot Q_P^B \cdot \eta_C^B / 100$ .

2. При виконанні позонного теплового розрахунку кількість теплоти, яка виділяється в КТА, дорівнює  $Q_{KTA} = \sum_{i=1}^n Q_i$ , де  $i$  – номер ділянки,  $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ;  $n$  – кількість розрахункових ділянок;  $Q_i$  – кількість теплоти, яка передається поверхні теплообміну на кожній ( $i$ - тій) ділянці, що визначається за рівняннями:

$$Q_i = \phi \cdot (Q_{ai} + Q_{bi} + Q_{ci}); \quad (11)$$

$$Q_{ai} = \Delta G_K [r_i + c_{Ki} (\vartheta_{\Gamma j}^{BX} - \vartheta_{\Gamma j}^{ВИХ})]; \quad (12)$$

$$Q_{bi} = G_{CT} \cdot c_{PCTi} (\vartheta_{\Gamma j}^{BX} - \vartheta_{\Gamma j}^{ВИХ}); \quad (13)$$

$$Q_{ci} = G_{\Pi j}^{ВИХ} \cdot c_{P\Pi i} (\vartheta_{\Gamma j}^{BX} - \vartheta_{\Gamma j}^{ВИХ}), \quad (14)$$

де  $j$  – номер кінцевої межі ділянки,  $j=1,2,3,\dots,n-1$ ;  $G_{c,\Gamma}$  – масова витрата сухих газів;  $c_{p,c,\Gamma i}$  – питома масова теплоємність сухих газів при їх середній температурі  $\vartheta_{\Gamma i}$ ;  $G_{\Pi j}^{\text{ВІХ}}$  – масова витрата пари в кінці кожної ділянки КТА;  $\Delta G_{\text{к}}$  – масова витрата водяної пари, що конденсується на кожній ділянці, яка знаходиться як  $\Delta G_{\text{к}} = G_{\text{к}} / n$ , де  $G_{\text{к}}$  – масова витрата водяної пари, що конденсується,

$$G_{\text{к}} = G_{c,\Gamma} \frac{M_{\Pi}}{M_{c,\Gamma}} \left( \frac{p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}}{p - p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}} - \frac{p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}}{p - p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}} \right), \quad (15)$$

де  $M_{c,\Gamma}$  – молекулярна маса сухих газів;  $p$  – тиск димових газів;  $p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}, p_{\Pi}^{\text{ВІХ}}$  – парціальні тиски водяної пари на вході і виході КТА.

Масові витрати водяної пари, що конденсується, в середині і на межах ділянок розраховуються як  $G_{\text{к}i} = G_{\text{к}}^{\text{ВІХ}} - (i - 0,5) \cdot \Delta G_{\text{к}}$  і  $G_{\text{к}j} = G_{\text{к}}^{\text{ВІХ}} - j \cdot \Delta G_{\text{к}}$ , де  $G_{\text{к}}^{\text{ВІХ}}$  – масова витрата водяної пари, що конденсується, на вході в КТА.

Масові вмісти газів, що не конденсуються, в середині і на межах ділянок розраховуються за формулами

$$\varepsilon_{\Gamma i} = 1 / \left( 1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{c,\Gamma}} \cdot \frac{G_{\text{к}i}}{G_{c,\Gamma}} \right), \quad \varepsilon_{\Gamma j} = 1 / \left( 1 + \frac{R_{\Pi}}{R_{c,\Gamma}} \cdot \frac{G_{\text{к}j}}{G_{c,\Gamma}} \right), \quad (16)$$

де  $R_{\Pi}, R_{c,\Gamma}$  – питомі газові сталі водяної пари і сухих газів.

За парціальними тисками  $p_{\Pi i} = p \cdot (1 - \varepsilon_{\Gamma i})$  і  $p_{\Pi j} = p \cdot (1 - \varepsilon_{\Gamma j})$  згідно рівняння  $t_s = f(p_s)$  знаходяться температури насичення водяної пари, які потім приймаються рівними температурам димових газів  $\vartheta_{\Gamma i}$  і  $\vartheta_{\Gamma j}$ .

3. Витрата гарячої води визначається як  $G_{\text{вод}} = B \cdot Q_{\text{КТА}} / c_{\text{вод}} (t_{\text{Г.ВОД}} - t_{\text{Х.ВОД}})$ , де  $c_{\text{вод}}$  – масова теплоємність води;  $t_{\text{Г.ВОД}}, t_{\text{Х.ВОД}}$  – температури гарячої і холодної води,  $t_{\text{Г.ВОД}} = t_p - \Delta t_n$ , де  $\Delta t_n$  – величина недогріву води до температури точки роси, яка приймається на рівні 6...8 °С. Температура води на межах ділянок КТА визначається за формулою  $t_{\text{вод}j} = t_{\text{Х.ВОД}} + B \cdot (Q_{\text{КТА}} - \sum_{i=1}^n Q_i) / c_{\text{вод}} \cdot G_{\text{вод}}$ , температура в середині кожної ділянки  $t_{\text{вод}i}$  знаходиться методом їх усереднення.

4. Розрахунок тепломасообміну для кожної ділянки КТА здійснюється методом послідовних наближень за допомогою співвідношень:

$$p_{s_i} = f(t_{s_i}); \quad (17)$$

$$q_i = \beta_{p_i} \cdot [r_i + c_{\text{к}i} (\vartheta_{\Gamma j}^{\text{ВІХ}} - \vartheta_{\Gamma j}^{\text{ВІХ}})] \cdot (p_{\Pi i} - p_{\Gamma i}) + \bar{\alpha}_{\Gamma i} (\vartheta_{\Gamma i} - t_{\Gamma i}) = K'_i \cdot (t_{\Gamma i} - t_{\text{вод}i}), \quad (18)$$

де  $\bar{\alpha}_{\Gamma}$  – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до плівки конденсату;  $K'_i$  – коефіцієнт теплопередачі від плівки конденсату до води,

$$K' = \left( \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{вод}}} + R_{\text{ст}} + R_3 + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{пл}}} \right)^{-1} \quad (19)$$

де  $\bar{\alpha}_{\text{вод}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, визначається за відомим рівнянням;  $R_{\text{ст}}, R_3$  – термічні опори теплопровідності стінки і забруднень;

$\bar{\alpha}_{\text{пл}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від плівки конденсату до стінки, який, наприклад, для горизонтально розташованих пучків труб знаходиться за формулою

$$\bar{\alpha}_{\text{пл}} = C_w \cdot 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot r}{\mu_k \cdot d \cdot \Delta t_{\text{п.с}}}}, \quad (20)$$

де  $C_w$  – коефіцієнт, який враховує ефект руху димових газів;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\lambda_k$  – коефіцієнт теплопровідності конденсату;  $d$  – діаметр труби.

Розрахунок коефіцієнта масовіддачі виконується з використанням формули (6), при умові, що  $x_r = 1,0$ , або за допомогою рівняння, яке було одержане за умови наявності аналогії між теплообміном і масообміном з використанням формули В.П. Ісаченко  $\bar{Nu}_{pd} = 0,41 \cdot Re_{pd}^{0,6} Pr_p^{0,33} (Pr_p / Pr_{ст})^{0,25} C_s$  і результатів обробки багаточисельних експериментальних даних, виконаної Л.С. Бобе і Д.Д. Малишевим у вигляді  $\bar{Nu}_D / \bar{Nu}_{D_0} = 0,71 \cdot \epsilon_r^{-0,9} \Pi_g^{-0,1}$ , де  $\bar{Nu}_{D_0} = \bar{Nu}_{pd}$ .

$$\bar{Nu}_D = 0,29 \cdot Re_{pd}^{0,6} Pr_D^{0,33} \epsilon_r^{-0,9} \Pi_g^{-0,1} \cdot (R_{\Pi} / R_{ст})^{-0,1} \cdot C_s, \quad (21)$$

де  $\bar{Nu}_D$  – дифузійний критерій Нуссельта;  $Re_{pd}$  – число Рейнольдса;  $\Pi_g$  – параметр, який враховує вплив поперечного потоку маси на поле парціальних тисків пари, який визначається як  $\Pi_g = (p_{\Pi} - p_{ГР}) / p$ ;  $C_s$  – поправка на вплив відносних кроків розташування труб у пучку.

Після визначення  $t_{ГР}$  і  $q$  знаходиться температура стінки за рівнянням  $t_{стi} = t_{водi} + \psi \cdot q_i \cdot (1/\alpha_{водi} + R_{ст} + R_3)$ . Густина поперечного потоку маси розраховується як  $q_{pi} = \beta_{pi} (p_{\Pi} - p_{ГРi})$ .

Умовний коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки дорівнює

$$\bar{\alpha}_{\text{ymi}} = \left\{ \frac{1}{\beta_{pi} [r_i + c_{ki} (\vartheta_{Гj}^{\text{ВХ}} - \vartheta_{Гj}^{\text{ВИХ}})] \frac{p_{\Pi} - p_{ГРi}}{\vartheta_{Гi} - t_{ГРi}} + \bar{\alpha}_{Гi}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{плi}}} \right\}^{-1}. \quad (22)$$

Коефіцієнт теплопередачі від димових газів до води визначається як

$$K_{\text{ymi}} = \frac{\psi}{\left( \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{ymi}}} + R_{ст} + R_3 + \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{води}}} \right)}. \quad (23)$$

Площа поверхні теплообміну в кожній зоні знаходиться за рівнянням  $H_i = V \cdot Q_i / K_{\text{ymi}} \cdot \bar{\Delta}t_i$ . Підсумкова площа поверхні теплообміну в КТА дорівнює

$$H_{\text{КТА}} = \sum_{i=1}^n H_i.$$

Виконаний позонний тепловий розрахунок КТА, використаного у запропонованій теплоутилізаційній системі, показав, що за рахунок конденсації водяної пари з продуктів згоряння палива вздовж поверхні теплообміну здійснюється зміна їх складу: об'єми водяної пари і її парціальні тиски як на поверхні

теплообміну, так і на межі розділу фаз зменшуються (рис.2), масові вмісти газів, що не конденсуються, зростають. Це приводить до зменшення температур: димових газів  $\vartheta_{\Gamma}$ , на межі розділу фаз  $t_{\Gamma P}$ , стінки  $t_{CT}$ , води  $t_{\text{ВОД}}$ , а також температурних напорів  $\Delta t = \vartheta_{\Gamma} - t_{\text{ВОД}}$  і  $\delta t = \vartheta_{\Gamma} - t_{CT}$  (рис.3).

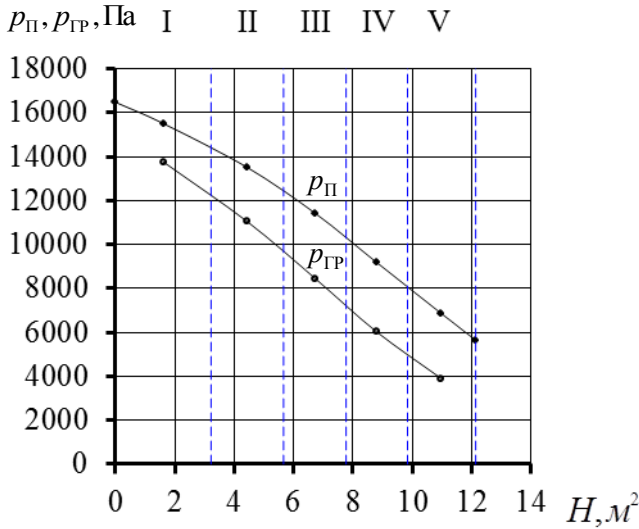


Рис.2 Зміна парціальних тисків вздовж поверхні теплообміну

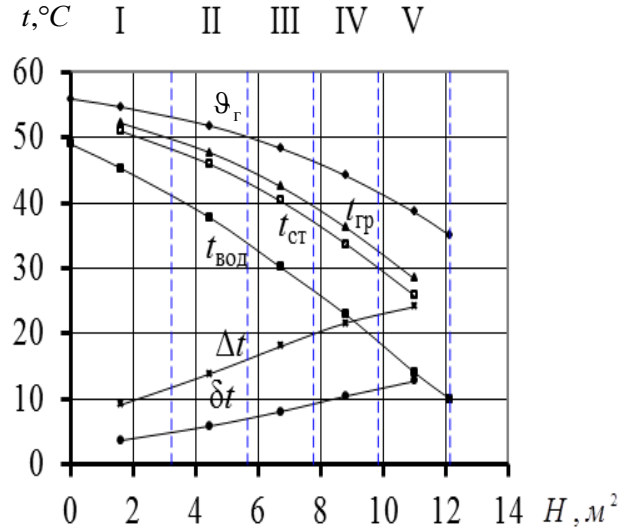


Рис.3 Зміна розрахункових параметрів вздовж поверхні теплообміну

Як видно з цих рисунків, зміни вказаних параметрів нелінійні, що в подальшому відбивається на характері залежності основних параметрів процесу тепломасообміну від площі поверхні КТА: теплового потоку  $Q$ , густини теплового потоку  $q$ , вологовмісту  $d$ , коефіцієнта масовіддачі  $\beta_p$ , густини потоку маси  $q_p$ , локального коефіцієнта тепловіддачі від димових газів до стінки  $\bar{\alpha} = \psi \cdot q / (\vartheta_{\Gamma} - t_{CT})$ , умовних коефіцієнтів тепловіддачі  $\bar{\alpha}_{\text{УМ}}$ , і теплопередачі  $K_{\text{УМ}}$ , розрахованих відповідно за формулами (22) і (23), коефіцієнта теплопередачі  $K'$ , знайденого за формулою (19) (рис.4, 5).

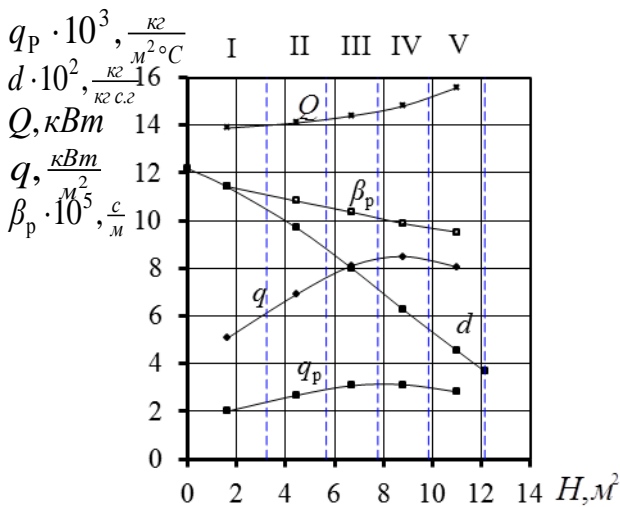


Рис.4 Зміна розрахункових параметрів вздовж поверхні теплообміну

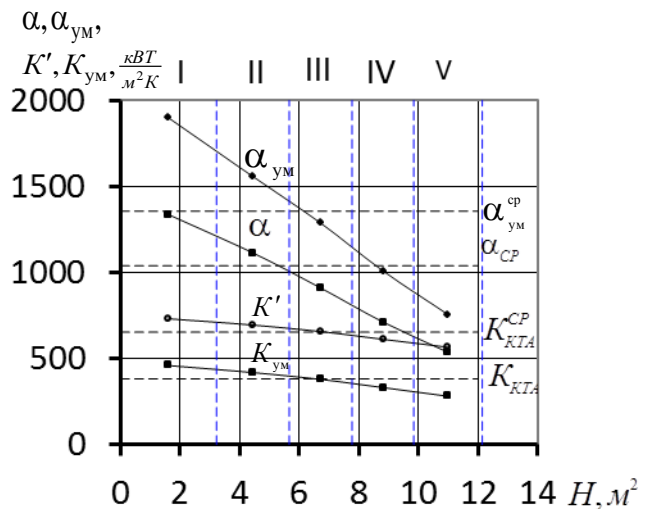


Рис.5 Зміна розрахункових параметрів вздовж поверхні теплообміну

Аналіз даних позонного теплового розрахунку свідчить про суттєву і явно нелінійну зміну основних характеристик тепломасообміну вздовж поверхні КТА. Зіставлення результатів виконаного розрахунку з результатами, одержаними за методами, які традиційно використовуються в теплоенергетиці, шляхом усереднення по поверхні теплообміну коефіцієнтів тепловіддачі, теплопередачі (рис. 5) і температурних напорів, дозволило зробити висновок, що при виконанні теплових розрахунків конденсаторів водяної пари з парогазових сумішей слід використовувати метод позонного теплового розрахунку, як більш адекватно відображаючого реальні умови процесів тепломасообміну при конденсації водяної пари з парогазової суміші з великим вмістом інертних газів.

На основі приведених у розділах 2,3,4 методів розрахунків розроблений комплекс прикладних програм з використанням мови програмування Delphi, який використовувався при виконанні розрахунків різних варіантів теплоутилізаційних систем у широкому діапазоні зміни режимних параметрів.

**П'ятий розділ** присвячено розробці і удосконаленню конструкцій конденсаційних апаратів поверхневого типу, які є складовою частиною замкнутої теплоенергетичної системи «котел–КПП–КТА», створеної на базі газопаливного котла Е-1,0-09 ГЗ. Котел призначений для виробітку 0,278 кг/с (1 т/г) насиченої пари з розрахунковим тиском 0,9 МПа і не має у своєму складі повітропідігрівача. В якості варіантів теплоутилізаційних пристроїв були розглянуті: компактний конденсаційний повітропідігрівач з циркулюючим проміжним кулеподібним теплоносієм дробопотічного або обертового типу, конденсаційний повітропідігрівач пластинчатого типу, а також конденсаційний теплообмінний апарат для нагріву води, поверхня теплообміну якого уявляє собою пакет, сформований з труб з мілкими ребрами, або з гладких труб.

Вихідними даними для розрахунку системи є результати теплового розрахунку котла і задані параметри. Температура димових газів, що відводяться з котла, складає 200 °С, з теплоутилізаторів – 35 °С. Температура суміші димових газів і гарячого повітря на виході з системи складає 58 °С. Температури холодного повітря і холодної води приймалися рівними 10 °С. ККД котла по відношенню до вищої теплоти згоряння палива складає 80,01 %, до нижчої – 88,73 %. Результати розрахунку системи «котел–КПП–КТА» свідчать про її високу теплотехнічну ефективність. ККД системи при розрахунку за вищою теплотою згоряння палива складає 93,49 %, за нижчою – 103,67 %. Збільшення ККД системи по відношенню до ККД котла досягає відповідно 13,48 % і 14,94 %, що дозволяє забезпечити економію природного газу на 14,46 %. При збереженні витрати палива на незмінному рівні кількість корисно використаної теплоти в системі порівняно з котлом зростає з 736,2 кВт до 860,3 кВт. В системі здійснюється нагрів 0,3696 кг/с (1330 кг/г) повітря від 10 °С до 173,2 °С, який з коефіцієнтом надлишку 1,05 використовується в котлі для дуття і з коефіцієнтом надлишку 0,256 змішується з відхідними із системи газами з метою захисту газовідвідного тракту від руйнування. При цьому в котел вноситься фізична теплота повітря, а також здійснюється інтенсифікація процесу горіння палива. Також система забезпечує одержання додаткової продукції у вигляді 0,4455 кг/с (1604 кг/г) гарячої води з температурою 49 °С. Окрім цього,

0,0294 кг/с (106 кг/г) конденсату після дегазації використовується для підживлення котла або системи тепlopостачання, зменшуючи тим самим затрати на водопідготовку.

Розробка конструкції КПП дробопотічного типу виконувалась на основі його теплового розрахунку з такими вихідними даними: масова витрата димових газів складала 0,364 кг/с (1310 кг/г), температура димових газів на вході в КПП – 200 °С, на виході – 35 °С, температура кулеподібного теплоносія на вході – 15 °С, діаметр скляної кульки – 0,004 м. Конструкція КПП наведена на рис.6. Повітропідігрівач являє собою шахту призматичної форми з вертикально і горизонтально установленими сітчаними перегородками. Теплообмінний апарат функціонально розділений на «суху», конденсаційну і повітряну зони. Подача кулеподібного теплоносія з нижньої частини у верхню здійснюється за допомогою пневмотранспорту. Загальна площа поверхні теплообміну КПП відносно велика і складає 41,1 м<sup>2</sup>, з них 39 м<sup>2</sup> у «сухій» зоні і 2,1 м<sup>2</sup> у конденсаційній. Але висока питома площа поверхні кулеподібного теплоносія, яка дорівнює 861,4 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, забезпечує його відносно невеликі габаритні розміри.

Враховуючи недоліки дробопотічного КПП, які пов'язані з необхідністю підйому теплоносія в його верхню частину, було запропоновано використати в теплоутилізаційній системі конструкцію повітропідігрівача обертового типу, конструкція якого представлена на рис.7. Повітропідігрівач складається з циліндричного корпусу і ротора зовнішнім діаметром 0,8 м і внутрішнім 0,08 м, який конструктивно розділений на 12 радіально розташованих секторів, заповнених скляним кулеподібним теплоносієм. З теплотехнічної точки зору цей апарат не відрізняється від дробопотічного.

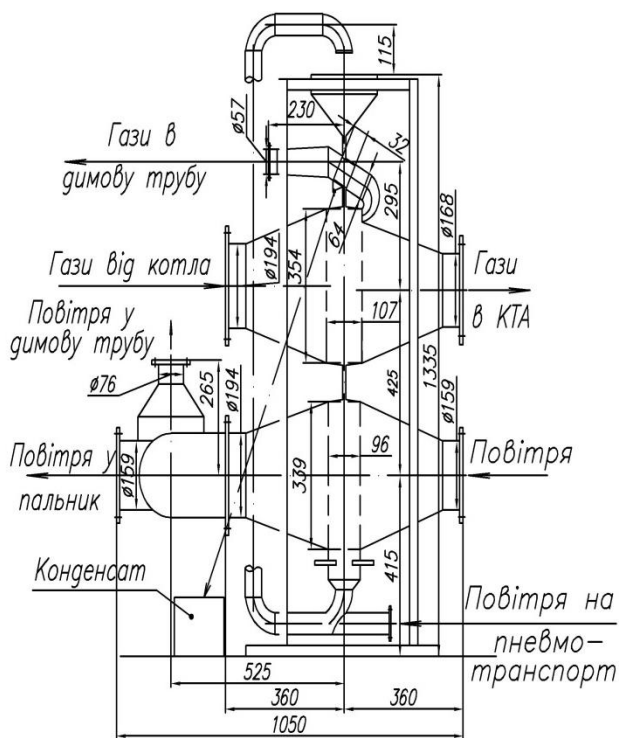


Рис.6. Принципова конструктивна схема дробопотічного КПП

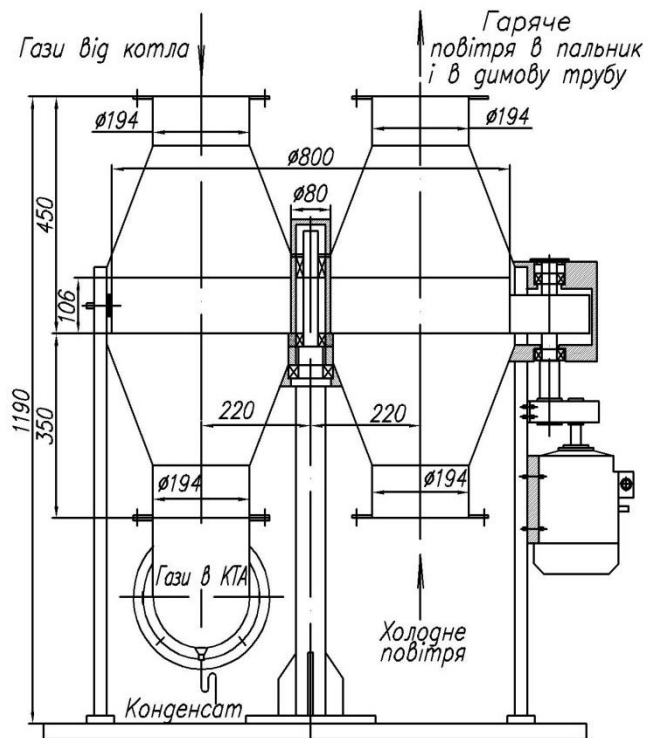


Рис.7. Принципова конструктивна схема обертового КПП



В якості одного з варіантів повітропідігрівача конденсаційного типу було запропоновано включити в склад системи теплообмінний апарат пластинчатого типу (рис.8), в якому поверхня теплообміну формується попарно звареними спіралеподібними гофрованими елементами. Елементи розміщені у циліндричному корпусі діаметром 0,62 м, зовнішній діаметр поверхні теплообміну складає 0,514 м, внутрішній в «сухій» зоні – 0,24 м, в конденсаційній – 0,382 м.

Необхідно відмітити, що пластинчатий теплообмінний апарат має достатньо великі габарити «сухої» його частини, що обумовлено низькою інтенсивністю теплообміну між димовими газами і повітрям.

Розробка конденсаційного теплообмінного апарата для нагріву води здійснювалась з використанням позонного теплового розрахунку. Конструкція КТА наведена на рис. 9. Поверхня теплообміну КТА сформована з мілкоребристих труб наступної геометрії: діаметр у основі ребра 0,016 м, висота ребра 0,0013 м, товщина ребра 0,0006 м, крок розташування ребер 0,0015 м, внутрішній діаметр труби 0,014 м.

Компактність апарата забезпечується достатньо високою інтенсивністю теплообміну в режимі конденсації водяної пари з димових газів (середній коефіцієнт теплопередачі становить 425,3 Вт/м<sup>2</sup>К).

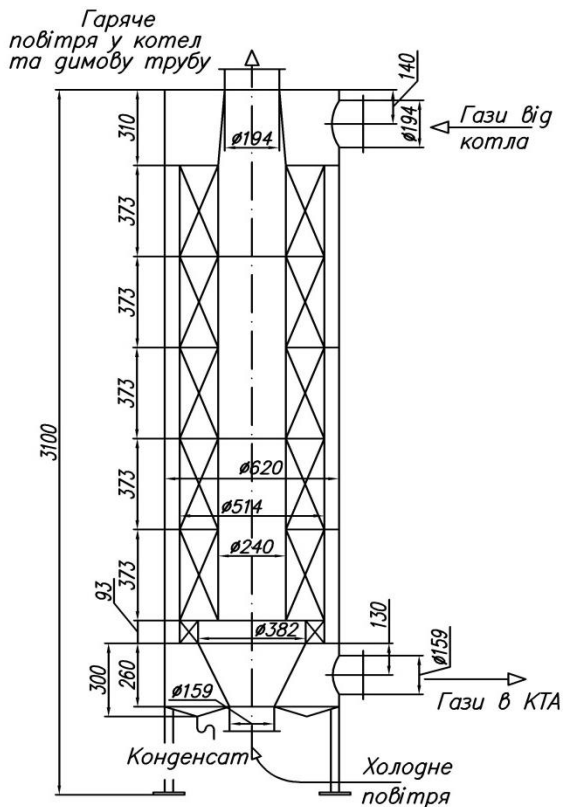


Рис.8. Принципова конструктивна схема КПП пластинчатого типу

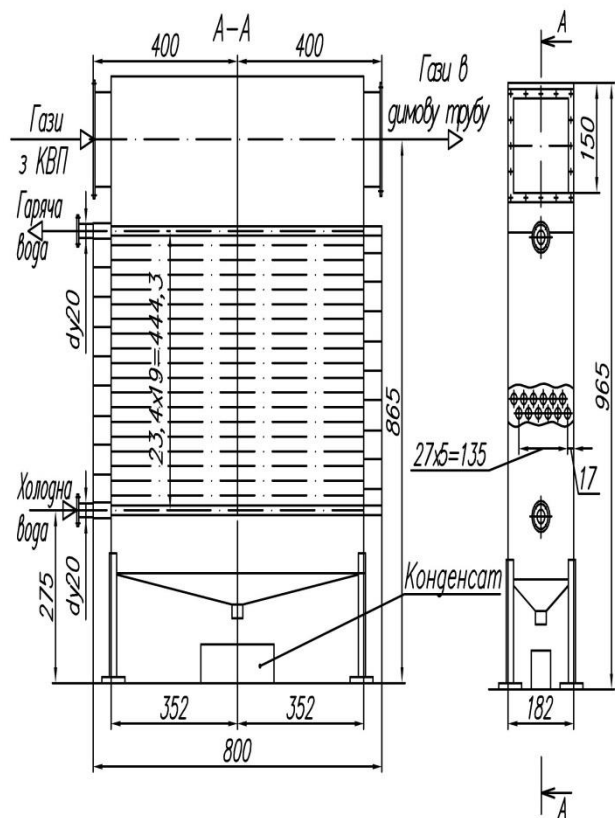


Рис.9. Принципова конструктивна схема КТА

В роботі здійснена розробка теплоутилізаційної системи, створеної на базі промислового котла паропроductивністю 19,44 кг/с (70 т/г), в якій запропонована конструкція КТА, поверхня теплообміну якого сформована з оребрених труб. За рахунок інтенсифікації теплообміну в існуючому повітропідігрівачі

шляхом заміни гладких труб на труби з накатаними канавками збільшена витрата гарячого повітря на величину, яка необхідна для захисту газовідвідного тракту від руйнування.

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання дисертаційної роботи вирішена науково - практична задача: удосконалення методів розрахунку і конструкцій теплообмінних апаратів установок для глибокої утилізації теплоти відхідних з котлів газів, що в умовах дефіциту на природний газ і постійно зростаючої його коштовності є своєчасним і необхідним при вирішенні важливої для України проблеми енергозбереження.

Основні результати роботи складають таке.

1. На основі аналізу проблем, що виникають при розробці технологічних схем глибокої утилізації теплоти відхідних газів котельних установок, встановлено, що одним з найбільш перспективних шляхів їх вирішення є створення замкнутої технічної системи «котел–теплоутилізатори» на базі котлів малої і середньої потужності. Запропонована теплоутилізаційна система з включенням до її складу конденсаційного повітропідігрівача з проміжним кулеподібним теплоносієм і конденсаційного теплообмінного апарату для нагріву води, яка дозволяє вирішити проблему захисту газовідвідного тракту і димаря від руйнувань, підвищити ефективність згоряння палива в котлі і зменшити витрату нагріваємої води.

2. Розроблена математична модель процесів тепломасообміну в умовах конденсації водяної пари з відхідних димових газів котлів, що протікають в замкнутій технічній системі «котел–теплоутилізатори», яка базується на достовірних методах розрахунку теплообміну і масообміну і дозволяє в широкому діапазоні зміни режимних параметрів враховувати різні схемні рішення по використанню утилізованої теплоти.

3. Розроблена математична модель процесів тепломасообміну на кулеподібній поверхні, що відбуваються у конденсаційному повітропідігрівачі з проміжним теплоносієм, основу якої складають удосконалений метод теплового розрахунку безконденсаційної («сухої») частини КПП і новий метод теплового розрахунку конденсаційної частини КПП.

4. Удосконалено математичну модель процесів тепло- і масообміну при конденсації водяної пари з димових газів, що протікають у конденсаційному теплообмінному апараті поверхневого типу для нагріву води системи гарячого водопостачання, і метод його позонного теплового розрахунку.

5. Позонний тепловий розрахунок КТА дозволив установити, що зміни величин коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі, а також вологовмісту і температурних напорів вздовж поверхні теплообміну досягають 40 – 60 % і мають нелінійний характер. Усереднені по поверхні теплообміну значення коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і температурного напору кількісно відрізняються від величин аналогічних параметрів, розрахованих традиційним інтегральним методом. Це свідчить про те, що в умовах конденсації водяної пари з парогазових сумішей з великим вмістом газів, що не конденсуються, тільки метод

позонного теплового розрахунку дозволяє відобразити реальні умови спільно протікаючих процесів теплообміну і масообміну.

6. Удосконалено методи розрахунку коефіцієнтів дифузії водяної пари у багатокомпонентні сухі продукти згорання палива і кінцевих температур теплоносіїв в умовах конденсації водяної пари з димових газів.

7. Для розрахунку замкнутої технічної системи «котел–теплоутилізатори» і її елементів розроблено комплекс комп'ютерних програм.

8. Виконана за допомогою програмного комплексу розробка технічних систем, створених на основі парового котла Е-1,0-09 ГЗ, водогрійного котла ТПВ-200, промислового котла паропроductивністю 19,44 кг/с і конструкцій теплообмінних апаратів конденсаційного типу, підтвердила високу достовірність розроблених математичних моделей і методів теплових розрахунків, а також ефективність технологій глибокої утилізації теплоти відхідних продуктів згорання газоподібного палива. Впровадження їх в промисловість дозволяє забезпечити економію природного газу в розмірі 12 – 15 %.

9. Результати роботи впроваджені в НТП «Котлоенергопром», м. Харків, а також у навчальний процес кафедри парогенераторобудування НТУ «ХПІ».

### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Гончаренко А.Л. Экспериментальная установка для глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из водогрейного котла ТПВ–200 / А.В. Ефимов, Л.В. Гончаренко, К.Э. Цымбал, Т.А. Есипенко, А.Л. Гончаренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» – 2004. – №3. – С.63 – 68. *(Здобувач прийняв участь у розробці метода теплового розрахунку, виконав тепловий розрахунок і розробив конструкцію експериментальної установки).*

2. Гончаренко А.Л. Расчет температур теплоносителей в конденсационных теплоутилизационных аппаратах на основе балансовых уравнений / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» – 2008. – № 6. – С.93 – 97. *(Здобувач розробив метод розрахунку кінцевих температур теплоносіїв в конденсаційних теплоутилізаційних апаратах і виконав тестові розрахунки).*

3. Гончаренко А.Л. Совершенствование метода теплового расчета конденсационного теплоутилизационного аппарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко. // Энергетика. – Київ: НТУУ «КПІ» – 2009. – №1. – С.64 – 73. *(Здобувач прийняв участь у розробці позонного метода теплового розрахунку конденсаційного теплообмінного апарата поверхневого типу, удосконалив критерійне рівняння масообміну).*

4. Гончаренко А.Л. Метод расчета коэффициентов диффузии при конденсации водяного пара из продуктов сгорания газообразного топлива в теплоутилизационных аппаратах котельных установок / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Энергетика та електрифікація. – 2009. – №3. – С.18 – 21. *(Здобувач удосконалив метод розрахунку коефіцієнтів дифузії при конденсації водяної пари з парогазової суміші з великим вмістом газів, що не конденсують-*

ся, оцінив його достовірність шляхом порівняння розрахункових даних з експериментальними).

5. Гончаренко А.Л. Метод теплового расчета конденсационного воздухоподогревателя с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко. // Энергетика та електрифікація. – 2010. – №4. – С.24 – 30. (Здобувач розробив метод теплового розрахунку конденсаційного повітропідігрівача з проміжним кулеподібним теплоносієм).

6. Гончаренко А.Л. Математическая модель системы «котел–теплоутилизатор» / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» – 2010. – № 21. – С.76 – 87. (Здобувач прийняв участь у розробці математичних моделей теплоутилізаційної системи «котел–теплоутилизатори» і її елементів: конденсаційного повітропідігрівача і конденсаційного теплообмінного апарата поверхневого типу).

7. Goncharenko A.L. Thermal design technique for surface-type heat recovery condenser / A.V. Yefimov, A.L. Goncharenko // Motrol. – Poland. – 2010. – №12. – С.248 – 259. (Здобувач прийняв участь у розробці методів теплових розрахунків теплообмінних апаратів конденсаційного типу, розробив програмний комплекс, виконав чисельний експеримент).

8. Гончаренко А.Л. Автономные системы теплоснабжения и горячего водоснабжения / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Т.А. Гаркуша // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» – 2011. – №21. – С.113 – 118. (Здобувач виконав тепловий розрахунок системи «котел–теплоутилизатори» і здійснив аналіз його результатів).

## АНОТАЦІЇ

**Гончаренко О.Л.** Удосконалення методів розрахунку, моделей і конструкцій поверхневих конденсаційних апаратів котельних установок малої і середньої потужності. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.14 – теплові та ядерні енергоустановки. – Національний технічний університет, “Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2011.

Дисертація присвячена удосконаленню методів теплових розрахунків систем глибокої утилізації теплоти відхідних газів теплових енергетичних установок (котлів) з метою підвищення їх надійності і достовірності, а також раціональному вибору ефективних компактних поверхневих теплоутилізаторів конденсаційного типу. Для оцінки ефективності технології утилізації теплоти традиційним для котельних установок способом (по зміні коефіцієнта корисної дії) запропоновано об’єднати котел і теплоутилізаційні пристрої в єдину технічну систему «котел–теплоутилизатори». В якості теплоутилізаторів використане теплообмінне обладнання: компактні повітропідігрівники з проміжною циркулюючою кулеподібною насадкою дробопотічного і обертового типів (а також пластинчатого типу) і конденсаційний теплообмінний апарат для нагріву води поверхневого типу. Розроблені математичні моделі і методи розрахунків системи і її елементів. Показано, що тільки метод позонного теплового розрахунку дозволяє в повній мірі врахувати реальні умови процесів теплообміну і масооб-

міну при конденсації водяної пари з продуктів згорання палива, які містять у своєму складі велику кількість інертних газів. Встановлено, що існує потенціальна можливість забезпечити економію природного газу на 12...15 %.

**Ключові слова:** теплова енергетична установка, теплообмінне обладнання, глибока утилізація теплоти, система «котел–теплоутилізатори», конденсація водяної пари, тепломасообмін.

**Гончаренко А.Л.** Совершенствование методов расчета, моделей и конструкций поверхностных конденсационных аппаратов котельных установок малой и средней мощности. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.14 – тепловые и ядерные энергоустановки. – Национальный технический университет, “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2011.

Диссертация посвящена совершенствованию методов тепловых расчетов систем глубокой утилизации теплоты газов, уходящих из тепловых энергетических установок (котлов) небольшой и средней мощности и использующих в качестве топлива природный газ, с целью повышения их надежности и достоверности, а также рациональному выбору эффективных компактных поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа. Для оценки эффективности технологии утилизации теплоты традиционным для котельных установок способом (по изменению коэффициента полезного действия) предложено объединить котел и теплоутилизационные устройства в единую техническую систему «котел–теплоутилизаторы». В качестве теплоутилизаторов используется теплообменное оборудование: компактные воздухоподогреватели с промежуточной циркулирующей шарообразной насадкой дробепоточного и вращающегося типов (а также пластинчатого типа) и конденсационный теплообменный аппарат для нагрева воды поверхностного типа. Целесообразность применения системы с двумя теплоутилизационными аппаратами вместо одного, несмотря на увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловлена необходимостью решения сложных задач, возникающих в процессе разработки технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов. Такое решение позволяет использовать нагретый за счет физической теплоты уходящих газов и частично за счет теплоты конденсации водяного пара воздух в котле, что, как известно, является наиболее эффективной и оптимальной утилизационной технологией. Это также дает возможность улучшить процесс горения топлива за счет подачи горячего воздуха в топку котла; уменьшить расход нагреваемой воды за счет использования части утилизируемой теплоты для нагрева воздуха; обеспечить максимально возможную степень утилизации теплоты уходящих газов при отсутствии их байпаса за счет стабильности расхода холодного воздуха в период работы котла; защитить газоотводящий тракт и дымовую трубу от коррозии и разрушения путем смешения уходящих из теплоутилизаторов газов с горячим воздухом. Нагретая вода используется в системе горячего водоснабжения. Высокие значения коэффициентов теплопередачи, имеющие место при конденсации водяного пара из дымовых газов, дают возможность использовать для формирования поверхности теплообмена конденсационного аппарата гладкие или

мелкорребристые трубы вместо труб с алюминиевыми ребрами, обычно применяемых в теплоутилизационных теплообменных аппаратах. При этом обеспечивается его приемлемая компактность. Разработаны математические модели и методы тепловых расчетов системы и ее элементов. Показано, что только метод позонного теплового расчета позволяет в полной мере учесть реальные условия процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, имеющих в своем составе большое количество неконденсирующихся газов. На базе математической модели процессов тепло-массообмена, протекающих в системе, создан программный комплекс, который позволяет эффективно вести проектирование различных теплоутилизационных систем применительно к паровым и водогрейным котельным установкам. Тепловые расчеты и конструктивные разработки конкретных систем утилизации теплоты уходящих дымовых газов позволили установить, что имеется потенциальная возможность обеспечить экономию природного газа на 12...15 %.

**Ключевые слова:** тепловая энергетическая установка, теплообменное оборудование, глубокая утилизация теплоты, система «котел–теплоутилизаторы», конденсация водяного пара, тепломассообмен.

**Goncharenko A.** Improvement of methods of calculation, models and constructions of superficial condensation vehicles of caldrion options of small and middle power. It is Manuscript.

Dissertation on the receipt of scientific degree of candidate of engineering sciences after speciality 05.14.14 are thermal and nuclear power plant it is the National technical university, "Kharkov polytechnic institute", Kharkov, 2011.

The dissertation is devoted to improving methods of thermal calculation systems of the deep disposal of exhaust gases heat thermal power installation (boilers) to improve their reliability and authenticity as well as the rational choice of efficient compact surface heat utilizer condensation type. To evaluate the efficiency of heat utilization technology for traditional boilers way (to change the coefficient of efficiency) invited to join boiler and heat utilizer devices into a single technical system "boiler- heat utilizer". As heat utilizer used heat transfer equipment: compact air heaters with intermediate circulating Globular dropping nozzle and rotary types (as well as plate-type) and condensing heat exchangers to heat the water surface type. Mathematical models and methods of payment system and its elements. Shown that the only method by zone thermal calculation allows you to fully take into account real conditions of heat transfer and mass transfer during condensation of water vapor from the combustion products of fuel, which contains: a large number of gases not condensed. Established that there is potential opportunity to provide savings of natural gas by 12 ... 15%.

**Keywords:** thermal power installation, heat transfer equipment , deep utilization of warmth, system "boiler- heat utilizer", condensation of aquatic steam, heat exchange and mass-transfer.