

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. ГІЧОВ, В.М. БОЙКО, Д.С. АДАМЕНКО

КОТЛИ-УТИЛІЗАТОРИ ТА ЇХ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. ГІЧОВ, В.М. БОЙКО, Д.С. АДАМЕНКО

КОТЛИ-УТИЛІЗАТОРИ ТА ЇХ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Затверджено на засіданні Вченої ради академії
як навчальний посібник

Дніпропетровськ НМетАУ 2004

УДК 669.1(07)

Гічов Ю.О., Бойко В.М., Адаменко Д.С. Котли-утилізатори та їх тепловий розрахунок: Навч. посібник. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2004. – 46. с.

Наведено класифікацію і конструкції основних типів котлів-утилізаторів, застосованих на підприємствах чорної металургії. Представлено методику перевірконого теплового розрахунку водотрубного конвективного котла-утилізатора з чисельним прикладом.

Призначений для студентів спеціальності 7.090510 – теплоенергетика.

Іл. 6. Табл. 3. Бібліогр.: 7 найм.

Відповідальний за випуск М.В. Губинський, д-р. техн. наук, проф.

Рецензенти: В.Є. Нікольський, канд. техн. наук, доц. (УДХТУ)

В.М. Вовк, нач. теплотехнічного відділу (Укрдїпромез)

Редактор О.І. Лук'янець

© Національна металургійна
академія України, 2004

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1 Класифікація котлів-утилізаторів.....	4
2 Конструкції основних типів котлів-утилізаторів.....	6
2.1 Газотрубні конвективні котли-утилізатори.....	6
2.2 Водотрубні конвективні котли-утилізатори.....	7
2.3 Охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ).....	9
3 Тепловий розрахунок котла-утилізатора.....	13
3.1 Загальні положення методики перевірного теплового розрахунку.....	13
3.2 Перевірочний тепловий розрахунок водотрубного конвективного котла-утилізатора.....	16
Список літератури.....	34
Додатки.....	35

ВСТУП

Котли-утилізатори, призначені для вироблення пари чи нагрітої води шляхом використання теплоти відхідних газів технологічних печей і агрегатів, займають особливе місце в теплоутилізаційній техніці за такими причинами.

По-перше, частка теплоти відхідних газів у загальному виході ВЕР промислових підприємств дуже значна.

По-друге, вироблення пари в котлах-утилізаторах приводить до безпосередньої економії палива за рахунок скорочення його спалювання в котельнях і ТЕЦ промислових підприємств.

По-третє, зменшуються витрати на енергогосподарство промислових підприємств за рахунок скорочення потужностей котелень і ТЕЦ у системах теплопостачання. Найчастіше, використання вироблених у котлах-утилізаторах теплоносіїв (пари чи нагрітої води) відбувається безпосередньо в цехах промислових підприємств, що робить систему утилізаційного теплопостачання більш компактною у порівнянні зі звичайною і не вимагає прокладки зовнішніх теплових мереж.

По-четверте, застосування котлів-утилізаторів приводить до поліпшення екологічної обстановки, тому що скорочує кількість палива, що спалюється, на підприємствах і дозволяє в комплексі з утилізацією теплоти відхідних газів підвищити ефективність систем газоочищення технологічних печей і агрегатів.

Даний навчальний посібник, розроблений відповідно до робочої програми і робочого плану дисципліни «Вторинні енергоресурси промислових підприємств», включає класифікацію котлів-утилізаторів, конструкції основних типів котлів і методику їхнього теплового розрахунку, що супроводжується чисельним прикладом. Посібник, крім вивчення дисципліни і виконання передбаченого робочим планом домашнього завдання, може бути використаний в науково-дослідних роботах студентів і в процесі дипломного проектування.

1 КЛАСИФІКАЦІЯ КОТЛІВ-УТИЛІЗАТОРІВ

Велика розмаїтість конструкцій, характеристик і призначень котлів-утилізаторів робить доцільним їхню класифікацію. У принципі класифікація котлів-утилізаторів не відрізняється від звичайних паливних котлів, але має ряд своїх особливостей.

Як основні варіанти класифікації можна виділити наступні:

- у залежності від виду одержуваного теплоносія котли-утилізатори розділяються на водогрійні, парові і пароводогрійні, причому парові котли можуть бути як з виробленням насиченої, так і перегрітої пари;

- у залежності від виду теплоносія, що проходить по трубах поверхонь нагрівання, котли-утилізатори розділяються на газотрунні, тобто по трубах проходять відхідні гази, і водотрунні – у трубах проходять вода, пароводяна суміш чи пара;

- у залежності від способу циркуляції пароводяної суміші у випарних поверхнях нагрівання котли-утилізатори розділяються на котли з природною циркуляцією, багаторазової примусовий і без циркуляції, тобто прямоточні (можлива також і комбінована циркуляція);

- у залежності від температури відхідних газів, що надходять до котла-утилізатора, вони розділяються на низькотемпературні (з температурою газів до 800-900⁰С, короткочасно до 1100⁰С) і високотемпературні при температурі відхідних газів понад 1100-1200⁰С;

- у залежності від величини параметрів одержуваної пари котли-утилізатори розділяються на котли-утилізатори низьких параметрів (тиск пари до 1,4 МПа, температура перегрітої пари до 280-300⁰С), підвищених параметрів (відповідно, до 4,5 МПа і 450⁰С) і високих параметрів (до 10-14 МПа і 500-550⁰С);

- у залежності від конструкцій поверхонь нагрівання, обумовлених температурою відхідних газів, котли-утилізатори розділяються на конвективні, радіаційні і радіаційно-конвективні;

- у залежності від конфігурації газоходу, у якому розміщаються поверхні нагрівання, котли-утилізатори розділяються на вертикальні, горизонтальні, П-образні, а також Г-образні, U-образні й інших

конфігурацій.

На підприємствах чорної металургії й інших галузей промисловості можна виділити, як основні, три типи котлів-утилізаторів:

- газотрубні конвективні котли паропродуктивністю в межах $3 \div 30$ т/год;
- водотрубні конвективні котли паропродуктивністю $12 \div 50$ т/год;
- водотрубні радіаційно-конвективні і радіаційні котли-утилізатори – охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ) з максимальною паропродуктивністю $130 \div 370$ т/год при середній паропродуктивності, відповідно, $30 \div 80$ т/год.

Незважаючи на порівняно невисокі паропродуктивності окремих котлів-утилізаторів у порівнянні, наприклад, з енергетичними котлами, сумарна їхня продуктивність при використанні відхідних газів від ряду технологічних печей і агрегатів цеху (чи підприємства в цілому) може виявитися дуже значною і дати відповідно велику економію палива. Величину економії палива можна визначити за формулою

$$B_E = (Q_{ВД} / Q_{УП}) \cdot (\eta_{КУ} / \eta_{ППК}), \text{ кг у.п.}, \quad (1.1)$$

де $Q_{ВД}$ - теплота відхідних газів, що пройшли через котел-утилізатор за період розрахунку економії палива, МДж;

$Q_{УП}$ - теплота згоряння умовного палива, 29,3 МДж/кг;

$\eta_{КУ}$ - тепловий к.к.д. котла-утилізатора, частки од.;

$\eta_{ППК}$ - тепловий к.к.д. заміщеного котлом-утилізатором паливного котла, частки од.

Теплота відхідних газів, використаних у котлі-утилізаторі за період розрахунку економії палива, визначається за формулою

$$Q_{ВД} = V_{ВД} \cdot (i_{ВД,t} - i_{ВД,t_0}), \text{ МДж}, \quad (1.2)$$

де $V_{ВД}$ - кількість відхідних газів, що пройшли, через котел за період розрахунку економії палива, м³;

$i_{ВД,t}$, $i_{ВД,t_0}$ - відповідно ентальпії відхідних газів при температурі на вході в котел-утилізатор (t) і температурі навколишнього середовища (t_0).

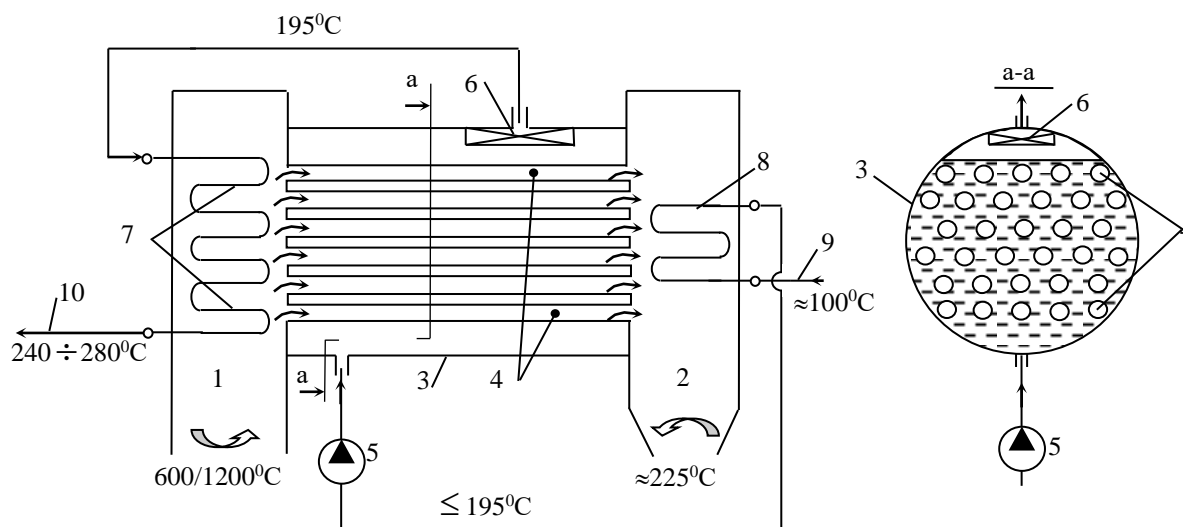
При підстановці чисельного значення теплоти згоряння умовного палива формула (1.1) приймає наступний вид

$$B_E = 0,034 \cdot Q_{ВД} \cdot \eta_{КУ} / \eta_{ППК}, \text{ кг у.п.} \quad (1.3)$$

2 КОНСТРУКЦІЇ ОСНОВНИХ ТИПІВ КОТЛІВ-УТИЛІЗАТОРІВ

2.1 Газотрубні конвективні котли-утилізатори

Будова газотрубного котла-утилізатора при горизонтальному компонуванні корпуса котла представлено на рисунку 2.1.



1 і 2 – вхідна та вихідна газові камери; 3 – циліндричний корпус котла (барaban); 4 – пучок газових труб; 5 – підживлюючий насос; 6 – сепараційний пристрій; 7 – пароперегрівник; 8 – економайзер; 9 – підживлююча вода з деаератора; 10 – вихід перегрітої пари

Рисунок 2.1 – Газотрубний конвективний котел-утилізатор

Підживлююча вода після атмосферного деаератора надходить до економайзера, а потім у барабан котла, у робочому об'ємі якого розміщений пучок труб для проходження відхідних газів. Випар води відбувається безпосередньо в об'ємі барабана між розігрітими газом трубами. Отримана пара відходить через сепараційний пристрій, розміщений у верхній частині робочого об'єму барабана. Сепараційний пристрій виконаний у виді дірчастого стельового щита чи жалюзі, що забезпечує відділення від потоку пари, що надходить з барабана в

пароперегрівник, крапель води, що виносяться, з порожнини барабана. Після пароперегрівника пара направляється до споживачів.

Температура відхідних газів на вході в котел у залежності від марки котла складає 600^oC чи 1200^oC, на виході з котла - близько 200^oC. Зниження тепломісткості відхідних газів при зміні температури від 600/1200^oC до 200^oC відповідає кількості теплоти, що йде на вироблення пари, тобто на нагрівання води в економайзері, випар води в барабані і перегрів пари (з урахуванням утрат теплоти в навколишнє середовище).

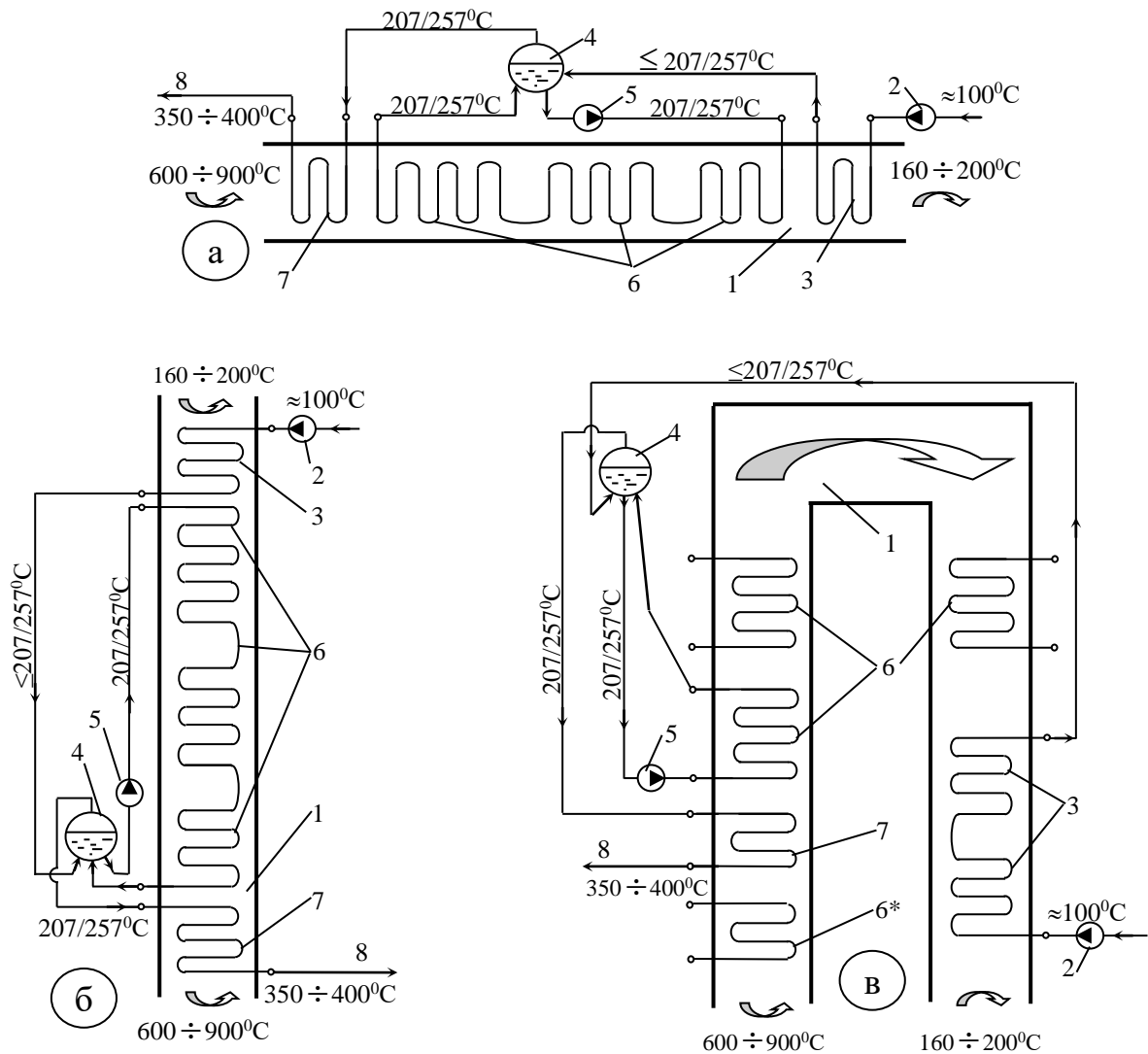
Зміну температури води в процесі паротворення представлено на рисунку 2.1 для тисків одержуваної пари 1,4 МПа. У цьому випадку нагрів води в економайзері можливий до температури насичення при зазначеному тиску ($\leq 195^{\circ}\text{C}$), з барабана пара виходить з температурою насичення 195^oC, а після пароперегрівника його температура складає 240 ÷ 280^oC. Витрата відхідних газів для таких котлів – 15 ÷ 55 тис. м³/год.

У газотрубних котлах можуть бути відсутні економайзери чи пароперегрівники, котли можуть виконуватися з вертикальним компонуванням корпусу. У ряді випадків газотрубні котли мають ексклюзивну конструкцію, призначену для визначених технологічних агрегатів хімічної і нафтохімічної промисловості, кольорової металургії й інших галузей.

2.2 Водотрубні конвективні котли-утилізатори

Принципові схеми водотрубних конвективних котлів-утилізаторів представлені на рисунку 2.2.

Горизонтальне компонування котлів (див. рис. 2.2а) обумовлене переважним горизонтальним розташуванням відвідних газоходів технологічних печей і агрегатів. Вертикальне компонування (див. рис. 2.2б) – необхідністю розміщення котлів-утилізаторів у стиснутих умовах цеху, а також економією виробничих об'ємів і площ цеху. П-образне компонування відповідає традиційному компонуванню парових котлів (див. рис. 2.2в).



а, б, в – відповідно, при горизонтальному, вертикальному і П-образному компонуваннях газоходів котлів; 1 – газохід котла ; 2 – підживлюючий насос; 3 – економайзер; 4 – барабан-сепаратор; 5 – циркуляційний насос; 6 – секції випарних поверхонь нагрівання (6* - передвключена секція); 7 – пароперегрівник; 8 – вихід перегрітої пари

Рисунок 2.2 – Принципові схеми водотрубних конвективних котлів-утилізаторів

Температура відхідних газів на вході у водотрубні конвективні котли-утилізатори знаходиться звичайно в межах $600 \div 900^{\circ}\text{C}$, на виході - $160 \div 200^{\circ}\text{C}$. Теплота, що втрачають відхідні газы, йде на

вироблення пари звичайно по традиційній трохстадійній схемі: нагрів води в економайзері, випар води у випарних поверхнях нагрівання і перегрів пари.

Тиск одержуваної пари складає 1,8 чи 4,5 МПа. Відповідно до цих тисків температура води в процесі паротворення змінюється в такий спосіб: в економайзері температура води може збільшитися від 100°C до температури насичення при зазначених тисках (207 чи 257°C), температура пари на виході з барабана котла в пароперегрівник дорівнює температурі насичення, після пароперегрівника температура пари складає 350 ÷ 400°C.

Поверхні нагрівання в газоході котлів по ходу руху в ньому газів звичайно розміщуються в наступній послідовності: пароперегрівник, випарні поверхні нагрівання й економайзер. Для теплового захисту пароперегрівника від різкого підвищення температури відхідних газів, а також у цілому для підвищення надійності роботи пароперегрівника, можлива установка передвключеної секції випарних поверхонь (див. рис. 2.2в).

Водотрубні конвективні котли виконуються з примусовою багаторазовою циркуляцією води у випарних поверхнях нагрівання. Секції випарних поверхонь підключені до барабана-сепаратора паралельно через колектор (на рисунку 2.2 не показаний). Пароводяна суміш, що виходить з випарних поверхонь нагрівання в барабан, розділяється в ньому на пару і воду. Пара надходить у пароперегрівник, а вода, що залишилася, у суміші з водою, що надходить з економайзера, знову направляється у випарні поверхні нагрівання.

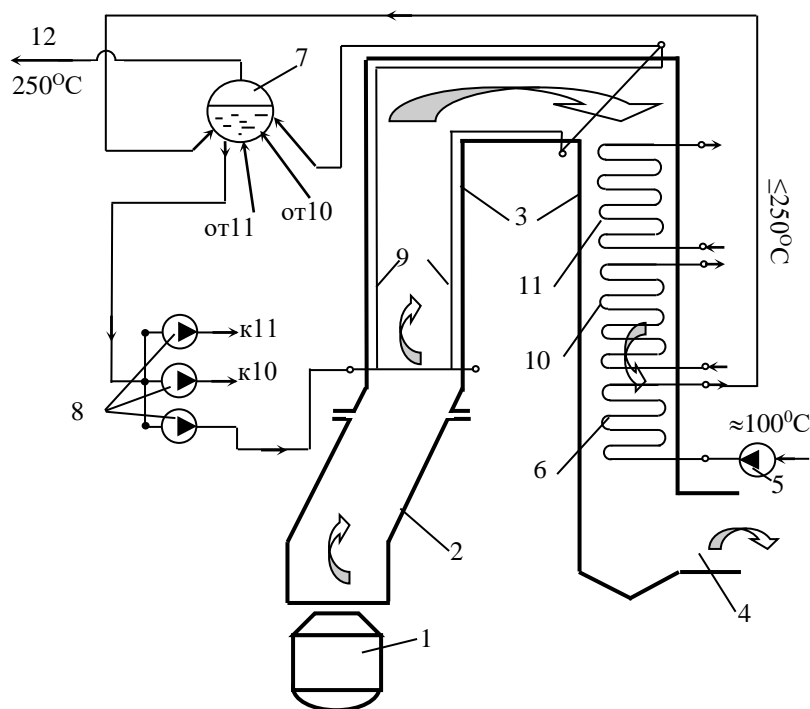
2.3 Охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ)

У залежності від конструкцій поверхонь нагрівання ОКГ можуть бути радіаційно-конвективними і радіаційними.

На рисунку 2.3 представлений радіаційно-конвективний ОКГ який, звичайно встановлюють на газовідхідному тракті конвертера при відводі газу з повним дожиганням.

У потік газу, що виходить з конвертера, через зазор між горловиною конвертера і кесоном підсмоктується повітря в кількості достатнім для

повного згоряння газу. У цьому випадку для вироблення пари в ОКГ використовується як фізична, так і хімічна енергія газу. Температура конвертерних газів піднімається до $2000-2250^{\circ}\text{C}$, одночасно йде передача теплоти від газів до радіаційних поверхонь нагрівання, що стримує підвищення температури понад $2000-2250^{\circ}\text{C}$. На вході в конвективні поверхні нагрівання температура газів складає близько $800-900^{\circ}\text{C}$ і знижується в них до 300°C . Зменшення тепломісткості газів унаслідок зниження температури відповідає кількості теплоти, використаної для вироблення пари в ОКГ.



1 – конвертер; 2 – кесон; 3 – газохід котла; 4 – газохід на газоочищення; 5 – підживлюючий насос; 6 – економайзер; 7 – барабан-сепаратор; 8 – циркуляційні насоси; 9 – радіаційні випарні поверхні нагрівання; 10 і 11 – секції конвективних випарних поверхонь нагрівання; 12 – вихід насиченої пари

Рисунок 2.3 – Принципова схема радіаційно-конвективного ОКГ

Випар води, що надходить з барабана через колектор і циркуляційні насоси у випарні поверхні нагрівання, відбувається одночасно в

радіаційних випарних поверхнях нагрівання (екранах) і в двох конвективних випарних секціях. Пароперегрівник відсутній, тому споживачам пари видається тільки насичена пара.

При тиску одержуваної пари, наприклад, 4 МПа температура води в процесі паротворення змінюється в такий спосіб: в економайзері температура живильної води зростає від 100°C (при атмосферній деаерації) до температури насичення при зазначеному тиску (250°C), а пара, що надходить з барабана до споживача, має відповідно температуру насичення (250°C).

Вироблення пари в ОКГ відбувається періодично відповідно до періодичності виходу конвертерного газу, що створює проблеми використання пари. Періодичність виходу конвертерного газу виключає можливість перегріву пари. Складність експлуатації таких ОКГ створюють також конвективні поверхні нагрівання, що забиваються пилом, що приводить до додатковим газодинамічним опорам у тракці. Забруднення поверхонь нагрівання пилом знижує тепловіддачу від газів до води і зменшує ефективність поверхонь нагрівання.

У зв'язку з цим, при відводі газу з конвертера без дожигання, тобто коли використовується тільки фізична теплота газу, що не перевищує 20% від загальної енергії газу, конвективні поверхні нагрівання в ОКГ не встановлюють.

Принципова схема ОКГ без конвективних поверхонь, тобто радіаційного ОКГ, представлена на рисунку 2.4.

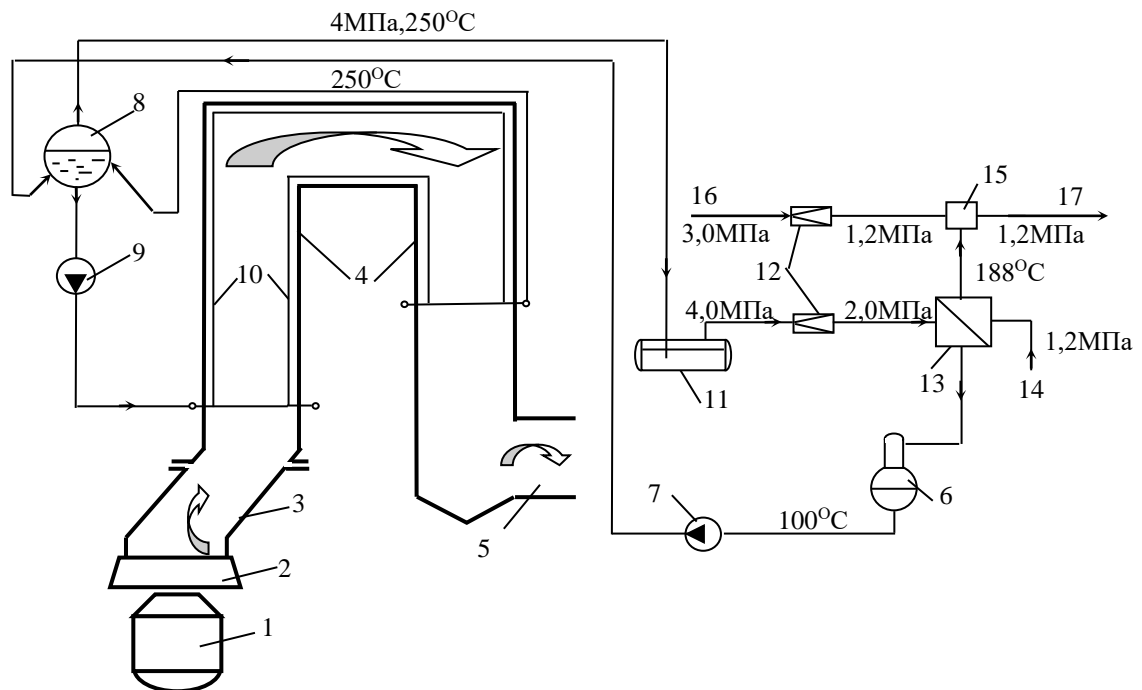
Проблема періодичності вироблення пари тут вирішується шляхом акумуляції пари в теплоакумуляторі. Схема використання пари в цьому випадку передбачає наступні стадії її перетворення:

- Періодична зарядка аккумулятора порою 4 МПа, що виходить з барабана котла під час виходу конверторного газу, тобто в період генерації пари.

- Безупинна видача пари з теплоакумулятора в пароперетворювач, яка досягається шляхом дроселювання пари з 4 МПа до 2 МПа.

- Випар дросельованою порою 2 МПа в пароперетворювачі підживлюючої води тиском 1,2 МПа. У результаті виходить насичена пара

1,2 МПа, що направляєтся до споживача. При необхідності стабілізації витрати пари, що надходить до споживача, подається додатковий стабілізуючий потік пари від стороннього джерела.



1 – конвертер; 2 – ущільнювач зазору між горловиною конвертера і кесоном; 3 – кесон; 4 – газохід котла; 5 – газохід на газоочищення; 6 – деаератор; 7 – живильний насос; 8 – барабан-сепаратор; 9 – циркуляційний насос; 10 – радіаційні випарні поверхні нагрівання; 11 – акумулятор пари (теплоакумулятор); 12 – редукційні установки; 13 – пароперетворювач; 14 – подача підживлюючої води 1,2 МПа; 15 – змішувач пари; 16 – стабілізуючий потік пари; 17 – вихід пари до споживача

Рисунок 2.4 – Принципова схема радіаційного ОКГ і теплова схема, що стабілізує вироблення пари

- Конденсат використаної в пароперетворювачі пари ОКГ після деаерації направляєтся в барабан котла як живильна вода.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА

3.1 Загальні положення методики перевірного теплового розрахунку

При виборі котла-утилізатора з числа котлів, що серійно випускаються, (по каталогах) визначальними характеристиками відхідних газів для вибору котла є температура газів та їхня кількість. Ці параметри для конкретних технологічних печей і агрегатів можуть не збігатися з номінальними значеннями для котлів-утилізаторів, зазначених у каталозі (див. додаток А), що потребує додаткового розрахунку котла-утилізатора, який уточнює вихід і температуру перегрітої пари в конкретних умовах. Такий розрахунок називається перевірочним.

В основу перевірного розрахунку покладений розрахунок тепловіддачі від газів до води пароводяної суміші чи пари для окремих поверхонь нагрівання котла. Виконується такий розрахунок послідовно від однієї поверхні нагрівання до іншої по ходу руху газів. Відповідно до цього розрахунок, після вибору серійного котла по каталогу, починається з першої по ходу газу секції поверхонь нагрівання. Температура газу на вході в першу секцію t'_{BG1} відома з характеристики роботи технологічної печі чи агрегату і задається технологами $t''_{BG} = t'_{BG1}$, а на виході приймається t''_{BG1} . Для другої секції температура газу на вході дорівнює обчисленій температурі газу на виході з першої секції $t''_{BG1} = t'_{BG2}$, а температура газу на виході з другої секції приймається t''_{BG2} і т.д. Таким чином, прораховуються всі поверхні нагрівання від входу газу в котел-утилізатор до виходу з нього.

Для однієї (і-тої) секції поверхні нагрівання кількість теплоти Q_i , переданої відхідними газами воді, пароводяної суміші чи парі, визначається рівнянням теплопередачі

$$Q_i = k_i \cdot F_i \cdot \overline{\Delta t_i} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (3.1)$$

де k_i - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К;

F_i - площа поверхні нагрівання, м²;

$\overline{\Delta t_i}$ - середньологаріфмічний температурний напір, °С.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\Sigma} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{B,ПВ,П}} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (3.2)$$

де α_Σ - сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням до поверхні нагрівання з боку відхідних газів, Вт/м² К;

δ - товщина стінок труб поверхні нагрівання, м;

λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінок труб, Вт/м²;

$\alpha_{B,ПВ,П}$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до води, пароводяній суміші чи парі, Вт/м²·К;

γ - тепловий опір відкладень на трубах поверхні нагрівання з боку відхідних газів, м²·К/Вт.

Тепловий опір відкладень, викликаний забрудненням відхідних газів, складає (м²·К/Вт): для мартенівських печей – 0,003 (при кисневій продувці – 0,005); для сталеплавильних конвертерів – 0,01; для нагрівальних печей – 0.

При визначенні коефіцієнта теплопередачі тепловим опором стінок труб поверхонь нагрівання δ/λ і тепловим опором тепловіддачі від стінок труб до води і пароводяній суміші $1/\alpha_{B,ПВ}$ звичайно зневажають, тому що їхнє значення істотно менше $1/\alpha_\Sigma$. Відповідно до цього формула (3.2) приймає вид:

- для економайзера і випарних поверхонь нагрівання

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\Sigma} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad (3.3)$$

- для пароперегрівника

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_\Sigma} + \frac{1}{\alpha_\Pi} + \gamma}, \quad \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (3.4)$$

Ентальпія відхідних газів $i''_{BГi}$ за секцією поверхні нагрівання, що розраховується, визначається вираженням, отриманим з рівняння теплового балансу секції

$$i''_{BGi} = i'_{BGi} - (Q_i / V_{BG} \cdot \zeta), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (3.5)$$

де i'_{BGi} - ентальпія відхідних газів перед поверхнею нагрівання, кДж/м³;

V_{BG} - витрата відхідних газів при нормальних умовах, м³/с;

ζ - коефіцієнт збереження теплоти, що враховує втрати теплоти відхідних газів у навколишнє середовище ($\zeta = 0,9 \div 0,95$).

Ентальпії відхідних газів по їхній температурі і температура газів по ентальпії визначаються по попередньо розрахованій it -діаграмі. Розрахунок температури відхідних газів за поверхнею нагрівання ведеться методом послідовного наближення. Значення прийнятої й отриманій у результаті розрахунку температури t''_{BGi} повинні відрізнятися не більше чим на 5%.

Кінцева температура відхідних газів t_{BG}^K за котлом-утилізатором визначається в результаті розрахунку останньої по ходу газу секції поверхонь нагрівання $t_{BG}^K = t''_{BGi}$.

Кількість утилізованої теплоти відхідних газів у котлі на вироблення пари визначається тепловим балансом котла-утилізатора

$$Q_{KV} = V_{BG} \cdot (i''_{BG} - i_{BG}^K) \cdot \zeta = D_{KV} \cdot [(i_{III} - i_{IV}) + 0,01 \cdot p \cdot (i' - i_{IV})], \quad \text{кВт}, \quad (3.6)$$

де D_{KV} - паропроductивність котла-утилізатора, кг/с;

i_{III} , i_{IV} , i' - відповідно, ентальпії перегрітої пари, підживлюючої води і води при температурі насичення для тиску одержуваної пари, кДж/кг;

p - величина продувки, %.

У рівнянні (3.6) після розрахунку кінцевої температури відхідних газів t_{BG}^K залишаються невідомими значення паропроductивності котла D_{KV} і ентальпії перегрітої пари i_{III} . Значення D_{KV} й i_{III} пов'язані між собою рівнянням теплового балансу пароперегрівника

$$Q_{(III)} = V_{BG} \cdot (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)}) \cdot \zeta = D_{KV} \cdot (i_{III} - i''), \quad \text{кВт}, \quad (3.7)$$

де $Q_{(III)}$ - кількість теплоти, отриманої порою у пароперегрівнику, кВт;

$i'_{BG(III)}, i''_{BG(III)}$ - ентальпії відхідних газів до і після пароперегрівника, кДж/м³;

i'' - ентальпія сухої насиченої пари, кДж/кг.

Ентальпія перегрітої пари визначається шляхом спільного рішення рівнянь (3.6) і (3.7)

$$i_{III} = \frac{(i_{BG}^P - i_{BG}^K) \cdot i'' - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)}) \cdot [i_{PB} - 0,01 \cdot p \cdot (i' - i_{PB})]}{(i_{BG}^P - i_{BG}^K) - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)})}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.8)$$

Температура перегрітої пари t_{III} визначається по таблицях водяної пари відповідно до отриманого за формулою (3.8) значення ентальпії перегрітої пари i_{III} . Розбіжність між значеннями раніше прийнятої температури перегрітої пари й отриманої в результаті розрахунку не повинна перевищувати 5%. У противному випадку розрахунок необхідно повторити, починаючи з розрахунку пароперегрівника.

Паропродуктивність котла-утилізатора визначається за остаточним значенням ентальпії перегрітої пари

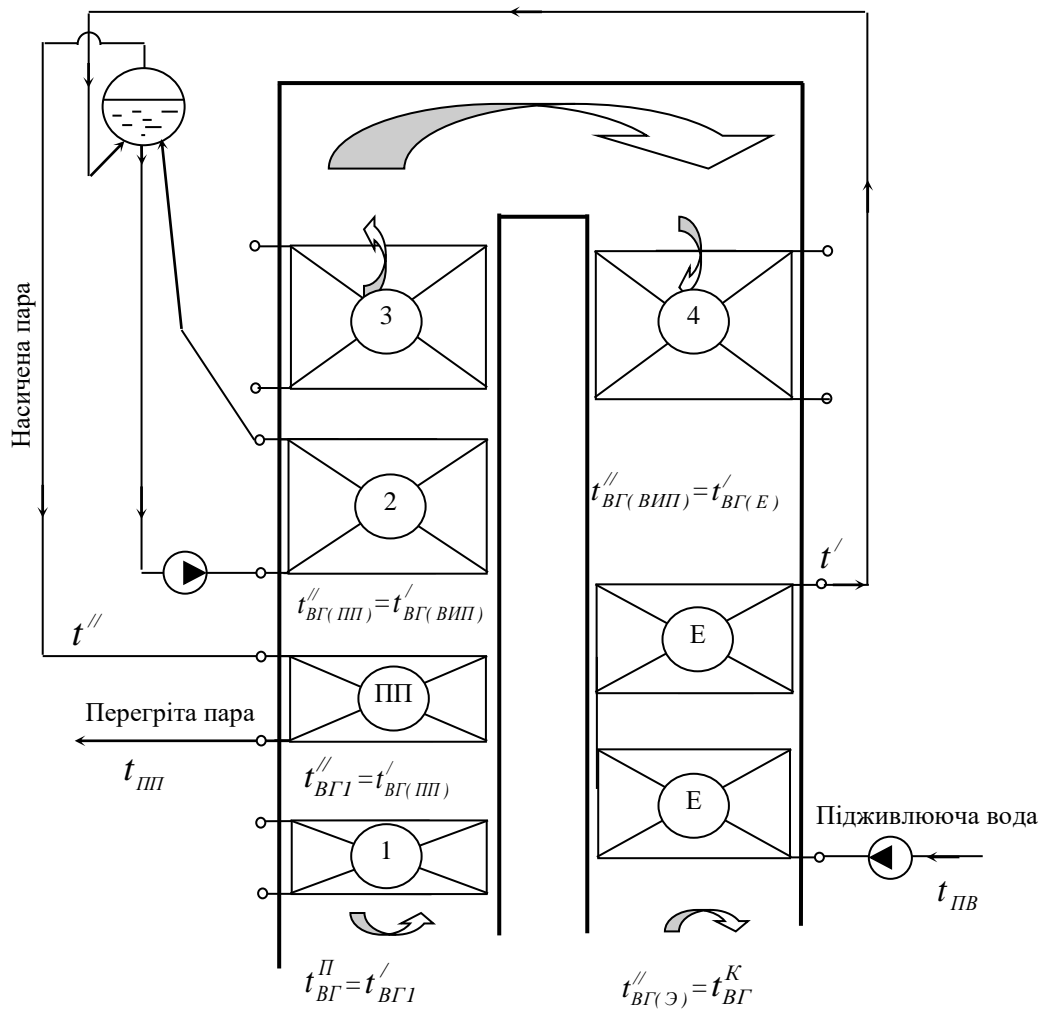
$$D_{KV} = \frac{Q_{(III)}}{(i_{III} - i'')}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (3.9)$$

Перевірочний розрахунок може виконуватися в комбінації з конструкторським для визначення площі додаткових поверхонь нагрівання і можливості їхнього розміщення в газоході котла з метою підвищення ефективності роботи котла: збільшення паропродуктивності, більш глибокого охолодження відхідних газів, підвищення температури перегрітої пари та ін.

В усіх випадках конкретизація методики розрахунку і послідовність теплового розрахунку вирішується індивідуально відповідно до конкретної конструкції котла-утилізатора.

3.2 Перевірочний тепловий розрахунок водотрубного конвективного котла-утилізатора

Методика теплового розрахунку ілюструється на прикладі розрахунку котла-утилізатора КУ-125, встановленого за методичною нагрівальною піччю. Розрахункова схема котла-утилізатора представлена на рисунку 3.1. Варіанти завдань для розрахунку наведені в додатку Б.



1, 2, 3, 4 - секції випарних поверхонь нагрівання (1 – передвключена секція); ПП – пароперегрівник; Е - економайзер

Рисунок 3.1 – Розрахункова схема котла-утилізатора

Вихідні дані для розрахунку приймаються відповідно до варіанта завдання:

- а) Типорозмір котла – КУ-125.
- б) Витрата відхідних газів при нормальних умовах - $V_{BG}=120$ тис.м³/год.
- в) Температура відхідних газів перед котлом - $t_{BG}^П=630$ °С.
- г) Частка повітря, що підсмоктується, відносно кількості відхідних газів, що надходять у котел - $\Delta\alpha_{П}=0,05$.
- д) Об'ємний склад відхідних газів - $r_{CO_2}=11,0\%$; $r_{H_2O}=10,0\%$; $r_{O_2}=5,3\%$; $r_{N_2}=73,7\%$
- е) Тиск одержуваної пари – $P_{ПП}=1,8$ МПа.
- ж) Величина продувки (приймається в інтервалі $3 \div 8\%$) – $p=5\%$.
- з) Конструктивні характеристики котла відповідно до типорозміру котла (див. додаток В) представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Конструктивні характеристики котла

Найменування характеристик	Випарні секції				Пароперегрівник	Економайзер
	1	2	3	4		
Площа поверхні нагрівання $F, \text{ м}^2$	110	370	410	380	145	615
Площа живого перетину для проходу газів $f_{BG}, \text{ м}^2$	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	9,8
Площа живого перетину для проходу пароводяної суміші, пари чи води $f_{ПВ}, \text{ м}^2$	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0552	0,0170
Діаметр труб (зовнішній/внутрішній) $d_3/d_{ВН}, \text{ мм}$	32/26					
Число рядів труб по ходу газів $z, \text{ шт.}$	12	20	22	22	8	2x20
Шаги труб:						
- по ширині пучка $S_1, \text{ мм}$	172	86	86	86	86	90
- по глибині пучка $S_2, \text{ мм}$	70	70	70	70	70	70

Розрахунок it - діаграми виконується в інтервалі температур $100 \div 1000^\circ\text{C}$. Ентальпії відхідних газів i_{BG} при заданому складі газів і температурах у розрахунковому інтервалі визначаються за формулою ($r_{CO_2}, r_{H_2O}, r_{O_2}, r_{N_2}$ підставляються в частках одиниці)

$$i_{BG} = r_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + r_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + r_{O_2} \cdot i_{O_2} + r_{N_2} \cdot i_{N_2}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (3.10)$$

де $i_{CO_2}, i_{H_2O}, i_{O_2}, i_{N_2}$ - ентальпії відповідних газів при заданій температурі t_{BG} в розрахунковому інтервалі температур, кДж/м³.

Результати розрахунку it - діаграми оформляються у виді таблиці (див. табл. 3.2) і представляються графіком (див. рис. 3.2).

Відповідно до заданої початкової температури відхідних газів $t_{BG}^II = 630^\circ\text{C}$ ентальпія відхідних газів на вході в котел it по - діаграмі складе $i_{BG}^II = 916,4$ кДж/м³.

Приймаємо, що кількість відхідних газів які проходять через секції поверхонь нагрівання котла, однакова і з урахуванням підсмоктувань повітря в середньому складе

$$\overline{V_{BG}} = \frac{V_{BG}}{3600} \cdot \left(1 + \frac{\Delta\alpha_{II}}{2}\right) = \frac{120 \cdot 10^3}{3600} \cdot \left(1 + \frac{0,05}{2}\right) = 34,2 \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.11)$$

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку it - діаграми (кДж/м³)

$t_{BG}, ^\circ\text{C}$	i_{CO_2}	$r_{CO_2} \cdot i_{CO_2}$	i_{H_2O}	$r_{H_2O} \cdot i_{H_2O}$	i_{O_2}	$r_{O_2} \cdot i_{O_2}$	i_{N_2}	$r_{N_2} \cdot i_{N_2}$	i_{BG}
100	172	18,9	150	15,0	131	6,9	130	95,8	136,7
200	362	39,8	303	30,3	267	14,2	261	192,4	276,6
300	564	62,0	461	46,1	407	21,6	392	288,9	418,6
400	777	85,5	624	62,4	552	29,3	527	388,4	565,5
500	1002	110,2	792	79,2	700	37,1	665	490,1	716,6
600	1237	136,1	964	96,4	852	45,2	805	593,3	870,9
700	1475	162,3	1144	114,4	1005	53,3	940	692,8	1022,7
800	1719	189,1	1328	132,8	1162	61,6	1095	807,0	1190,5
900	1972	216,9	1518	151,8	1320	70,0	1244	916,8	1355,5
1000	2227	245,0	1713	171,3	1480	78,4	1394	1027,4	1522,1

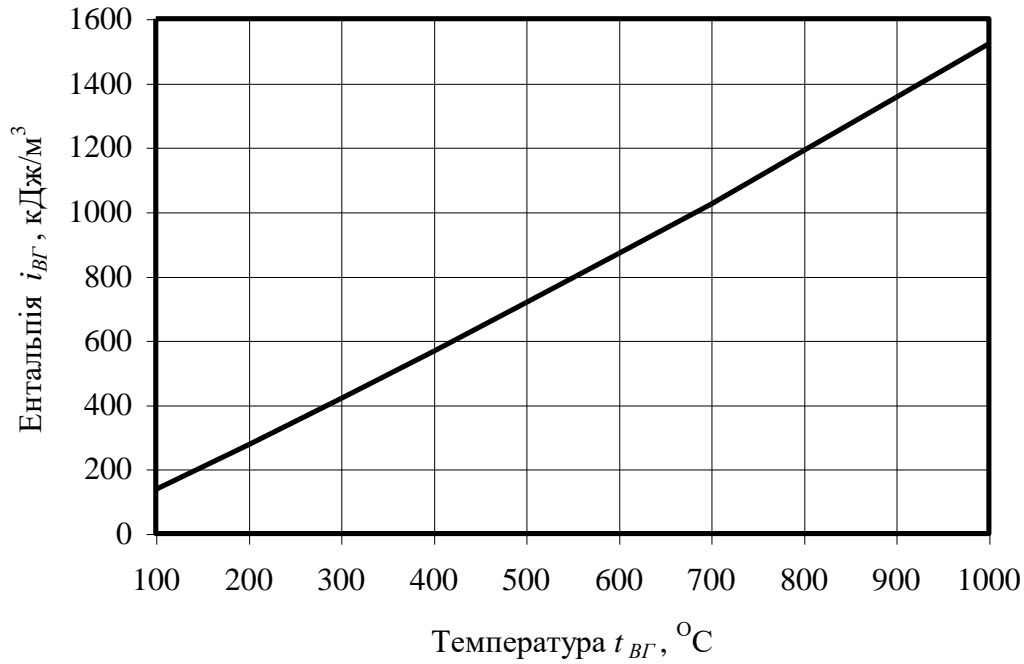


Рисунок 3.2 - $I t$ -діаграма відхідних газів

Розрахунок передвключеної випарної секції.

Середньологаріфмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t}_1 = \frac{(t'_{BГ1} - t') - (t''_{BГ1} - t')}{\ln \frac{t'_{BГ1} - t'}{t''_{BГ1} - t'}} = \frac{(630 - 207) - (550 - 207)}{\ln \frac{630 - 207}{550 - 207}} = 381,6 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.12)$$

де $t'_{BГ1}$ - температура відхідних газів перед секцією $t'_{BГ1} = t''_{BГ}$;

t' - температура пароводяної суміші у випарній поверхні нагрівання, рівна температурі насичення $t' = 207^\circ\text{C}$ при тиску 1,8 МПа (див. додаток Г);

$t''_{BГ1}$ - температура відхідних газів за секцією, приймається $t''_{BГ1} = 550^\circ\text{C}$.

Середня температура відхідних газів

$$\overline{t}_{BГ1} = 0,5 \cdot (t'_{BГ1} + t''_{BГ1}) = 0,5 \cdot (630 + 550) = 590^\circ\text{C}. \quad (3.13)$$

Дійсна витрата відхідних газів

$$\overline{V}_{BГ1} = \overline{V}_{BГ} \cdot \frac{\overline{t}_{BГ1} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{590 + 273}{273} = 108,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.14)$$

Середня швидкість відхідних газів

$$\overline{W}_{BГ1} = \frac{\overline{V}_{BГ1}}{f_{BГ1}} = \frac{108,1}{13,2} = 8,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.15)$$

За графіками (див. додаток Д) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від відхідних газів до конвективного пучка труб секції

$$\alpha_{K1} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 74,0 \cdot 0,97 \cdot 1,24 \cdot 0,99 = 88,1 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}, \quad (3.16)$$

де α_0 - коефіцієнт тепловіддачі, визначений за графіками (а):

- при $\overline{W_{BГ1}}=8,2$ м/с і $d_3=32$ мм – $\alpha_0=74,0$ Вт/(м²·К);

k_z, k_s, k_t - поправочні коефіцієнти, визначені відповідно за графіками (б, в, г):

- при $z=12$ – $k_z=0,97$;

- при $s_1/d_3=172/32=5,38$ і $s_2/d_3=70/32=2,19$ – $k_s=1,24$;

- при $\overline{t_{BГ1}}=590^\circ\text{C}$ і $r_{H_2O}=10,0\%$ – $k_t=0,99$.

Ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулами:

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_3} < 7, \quad (3.17)$$

$$s_{E\Phi} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 10,6 \right) \cdot d_3 \quad \text{при } \frac{s_1 + s_2}{d_3} > 7. \quad (3.18)$$

Для передвключеної секції $(s_1 + s_2)/d_3 = (172+70)/32 = 7,56 > 7$, тому ефективну товщину випромінюючого шару газів розрахуємо за формулою (3.18)

$$s_{E\Phi} = \left(2,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 10,6 \right) \cdot d_3 = \left(2,87 \cdot \frac{172+70}{32} - 10,6 \right) \cdot 0,032 = 0,355 \text{ м} .$$

Добутки парціальних тисків CO₂ і H₂O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,355 = 0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}; \quad (3.19)$$

$$P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,355 = 0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}, \quad (3.20)$$

де P_{CO_2}, P_{H_2O} – парціальні тиски випромінюючих газів, чисельно рівні об'ємним концентраціям газів $P_{CO_2}=r_{CO_2}=0,11$ ат, $P_{H_2O}=r_{H_2O}=0,1$ ат; 0,0981 – перекладний коефіцієнт, МПа/ат.

Ступінь чорності відхідних газів визначається за формулою

$$\varepsilon_{BГ} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,085 + 0,078 \cdot 1,084 = 0,170 , \quad (3.21)$$

де ε_{CO_2} і ε_{H_2O} - ступеня чорності CO_2 і H_2O , визначені за графіками додатків Є та Ж:

- при $\overline{t_{BG1}}=590^\circ C$ і $P_{CO_2} \cdot S_{E\Phi}=0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2}=0,085$;

- при $\overline{t_{BG1}}=590^\circ C$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O}=0,078$;

β - поправочний коефіцієнт, визначений за графіками додатка 3:

- при $P_{CO_2}=r_{CO_2}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta=1,084$.

Ефективна ступінь чорності стінок труб визначається за формулою

$$\varepsilon_{E\Phi, CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9 \quad (3.22)$$

де ε_{CT} - ступінь чорності стінок труб (приймається $\varepsilon_{CT}=0,8$).

Ступінь чорності відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається рівною температурі пароводяної суміші $t_{CT}=t'=207^\circ C$) визначається за формулою

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,071 + 0,11 \cdot 1,084 = 0,190, \quad (3.23)$$

де ε_{CO_2} і ε_{H_2O} - ступеня чорності CO_2 і H_2O , визначені за графіками додатків Є та Ж:

- при $t_{CT}=207^\circ C$ і $P_{CO_2} \cdot S_{E\Phi}=0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2}=0,071$;

- при $t_{CT}=207^\circ C$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O}=0,11$;

β - поправочний коефіцієнт, визначений за графіками додатка 3:

- при $P_{CO_2}=r_{CO_2}=0,0981 \cdot 0,1=0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi}=0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta=1,084$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб визначається за формулою

$$\alpha_{ВПП1} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi, CT} \cdot \left[\varepsilon_{BG} \cdot \left(\frac{\overline{t_{BG1}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{BG1}} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.24)$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,190 \cdot \left(\frac{590 + 273}{100} \right)^4 - 0,190 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(590 + 273) - (207 + 273)}$$

$$= 11,2 \frac{Bm}{m^2 \cdot K},$$

де c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_0=5,67\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}^4)$.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від газів до труб передвключеної випарної секції складе

$$\alpha_{\Sigma 1} = \alpha_{K1} + \alpha_{\text{ВИПР1}} = 88,1 + 11,2 = 99,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} . \quad (3.25)$$

При роботі котла-утилізатора за методичною піччю, тобто на незабруднених газах, тепловий опір відкладень на стінках труб $\gamma=0$ (див. формулу 3.3), тому

$$k_1 = \alpha_{\Sigma 1} = 99,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пароводяній суміші, складе

$$Q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \overline{\Delta t_1} \cdot 10^{-3} = 99,3 \cdot 110 \cdot 381,6 \cdot 10^{-3} = 4168,2 , \text{ кВт}. \quad (3.26)$$

Ентальпія газів на виході із секції складе

$$i''_{\text{ВГ1}} = i'_{\text{ВГ1}} - (Q_1 / \overline{V_{\text{ВГ}}} \cdot \zeta) = 916,4 - (4168,2 / 34,2 \cdot 0,95) = 788,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} . \quad (3.27)$$

Температура відхідних газів на виході із секції відповідно до $i''_{\text{ВГ1}}=788,1\text{кДж}/\text{м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{\text{ВГ1}}=546^\circ\text{С}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятої раніше й отриманої в результаті розрахунку температурами газу на виході із секції, складе

$$\delta = \frac{|546 - 550|}{546} \cdot 100 = 0,7\% < 5\%$$

що задовольняє умові розрахунку методом послідовного наближення.

Розрахунок пароперегрівника.

Середньологаріфмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t}_{(\text{ПП})} = \frac{(t'_{\text{ВГ}(\text{ПП})} - t_{\text{ПП}}) - (t''_{\text{ВГ}(\text{ПП})} - t'')}{\ln \frac{t'_{\text{ВГ}(\text{ПП})} - t_{\text{ПП}}}{t''_{\text{ВГ}(\text{ПП})} - t''}} = \frac{(546 - 340) - (490 - 207)}{\ln \frac{546 - 340}{490 - 207}} = 242,5^\circ\text{С}, \quad (3.28)$$

де $t'_{\text{ВГ}(\text{ПП})}$ - температура відхідних газів перед пароперегрівником $t'_{\text{ВГ}(\text{ПП})}=t''_{\text{ВГ1}}=546^\circ\text{С}$;

t'' - температура насиченої пари на вході в пароперегрівник, рівна температурі насичення t' при тиску 1,8 МПа (див. додаток Г) $t''=t' = 207^{\circ}\text{C}$;

t_{III} - температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника, приймається в першому наближенні відповідно до номінальних характеристик котла-утилізатора (див. додаток А) і з урахуванням фактичної температури газу на вході в котел, тобто, якщо температура газу нижче номінальної, то температуру перегрітої пари в порівнянні з номінальним значенням можна зменшити, $t_{III} = 340^{\circ}\text{C}$;

$t''_{BG(III)}$ - температура відхідних газів за пароперегрівником, приймається $t''_{BG(III)} = 490^{\circ}\text{C}$.

Середня температура відхідних газів

$$\overline{t_{BG(III)}} = 0,5 \cdot (t'_{BG(III)} + t''_{BG(III)}) = 0,5 \cdot (546 + 490) = 518^{\circ}\text{C}. \quad (3.29)$$

Дійсна витрата відхідних газів

$$\overline{V_{BG(III)}} = \overline{V_{BG}} \cdot \frac{\overline{t_{BG(III)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{518 + 273}{273} = 99,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.30)$$

Середня швидкість відхідних газів

$$\overline{W_{BG(III)}} = \frac{\overline{V_{BG(III)}}}{f_{BG(III)}} = \frac{99,1}{10,3} = 9,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.31)$$

За графіками (див. додаток Д) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до конвективного пучка труб пароперегрівника

$$\alpha_{K(III)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 81,0 \cdot 0,96 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 87,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{BG(III)}} = 9,6 \text{ м/с}$ і $d_3 = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 81,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- при $z = 8$ – $k_z = 0,96$;

- при $s_1/d_3 = 86/32 = 2,69$ і $s_2/d_3 = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,12$;

- при $\overline{t_{BG(III)}} = 518^{\circ}\text{C}$ і $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,0$.

Для пароперегрівника $(s_1 + s_2)/d_3 = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, тому ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулою (3.17)

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорності відхідних газів складе

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 + 0,050 \cdot 1,088 = 0,119,$$

$$\text{- при } \overline{t_{BG(\text{III})}} = 518^\circ\text{C} \quad \text{і} \quad P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,065;$$

$$\text{- при } \overline{t_{BG(\text{III})}} = 518^\circ\text{C} \quad P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,050;$$

$$\text{- при } P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа} \quad \text{і} \quad P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \beta = 1,088.$$

Ефективна ступінь чорності стінок труб складе

$$\varepsilon_{E\Phi,CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорності відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається рівною середній температурі пари в пароперегрівнику $t_{CT} = (t'' + t_{\text{III}}) / 2 = (207 + 340) / 2 = 273,5^\circ\text{C}$) складе

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 0,064 \cdot 1,088 = 0,128,$$

$$\text{- при } t_{CT} = 273,5^\circ\text{C} \quad \text{і} \quad P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058;$$

$$\text{- при } t_{CT} = 273,5^\circ\text{C} \quad \text{і} \quad P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,064;$$

$$\text{- при } P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа} \quad \text{і} \quad P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м} \quad \text{-} \quad \beta = 1,07.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб складе

$$\alpha_{\text{ВИПР}(\text{III})} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi,CT} \cdot \left[\varepsilon_{BG} \cdot \left(\frac{\overline{t_{BG(\text{III})}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{BG(\text{III})}} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.32)$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,119 \cdot \left(\frac{518 + 273}{100} \right)^4 - 0,128 \cdot \left(\frac{273,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(518 + 273) - (273,5 + 273)} =$$

$$= 7,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від відхідних газів до труб пароперегрівника складе

$$\alpha_{\Sigma(\text{III})} = \alpha_{K(\text{III})} + \alpha_{\text{ВИПР}(\text{III})} = 87,1 + 7,3 = 94,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Відповідно до формули (3.4) при $\gamma = 0$ коефіцієнт теплопередачі складе

$$k_{(\text{III})} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Sigma(\text{III})}} + \frac{1}{\alpha_{\Pi}}} = \frac{1}{\frac{1}{94,4} + \frac{1}{358,0}} = 74,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.33)$$

де α_{Π} - коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб пароперегрівника до пари (див. додаток I), $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пари, складе

$$Q_{(\text{III})} = k_{(\text{III})} \cdot F_{(\text{III})} \cdot \overline{\Delta t_{(\text{III})}} \cdot 10^{-3} = 74,7 \cdot 145 \cdot 242,5 \cdot 10^{-3} = 2626,6 \text{ , кВт.} \quad (3.34)$$

Ентальпія газів на виході з пароперегрівника складе

$$i''_{\text{ВГ}(\text{III})} = i'_{\text{ВГ}(\text{III})} - (Q_{(\text{III})} / \overline{V_{\text{ВГ}}} \cdot \zeta) = 788,1 - (2626,6 / 34,2 \cdot 0,95) = 707,3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (3.35)$$

Температура відхідних газів на виході з пароперегрівника відповідно до $i''_{\text{ВГ}(\text{III})} = 707,3 \text{ кДж}/\text{м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{\text{ВГ}(\text{III})} = 493^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятої раніше й отриманої в результаті розрахунку температурами газу на виході з пароперегрівника, складе

$$\delta = \frac{|493 - 490|}{493} \cdot 100 = 0,6\% < 5\%.$$

Розрахунок випарних секцій.

Випарні секції поверхонь нагрівання 2, 3 і 4 розраховуються спільно. Сумарна площа поверхні нагрівання складе

$$F_{\text{ВИП}} = F_2 + F_3 + F_4 = 370 + 410 + 380 = 1160 \text{ м}^2. \quad (3.36)$$

Середньологаріфмічний температурний напір складе

$$\overline{\Delta t_{(\text{ВИП})}} = \frac{(t'_{\text{ВГ}(\text{ВИП})} - t') - (t''_{\text{ВГ}(\text{ВИП})} - t')}{\ln \frac{t'_{\text{ВГ}(\text{ВИП})} - t'}{t''_{\text{ВГ}(\text{ВИП})} - t'}} = \frac{(493 - 207) - (245 - 207)}{\ln \frac{493 - 207}{245 - 207}} = 123,0^\circ\text{C} \text{ ,} \quad (3.37)$$

де $t'_{\text{ВГ}(\text{ВИП})}$ - температура відхідних газів перед випарними секціями

$$t'_{\text{ВГ}(\text{ВИП})} = t''_{\text{ВГ}(\text{III})};$$

$t''_{BG(VIIP)}$ - температура відхідних газів за випарними секціями, приймається $t''_{BG(VIIP)}=245^{\circ}\text{C}$.

Середня температура відхідних газів

$$\overline{t_{BG(VIIP)}} = 0,5 \cdot (t'_{BG(VIIP)} + t''_{BG(VIIP)}) = 0,5 \cdot (493 + 245) = 369,0^{\circ}\text{C}. \quad (3.38)$$

Дійсна витрата відхідних газів

$$\overline{V_{BG(VIIP)}} = \overline{V_{BG}} \cdot \frac{\overline{t_{BG(VIIP)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{369,0 + 273}{273} = 80,4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.39)$$

Середня швидкість відхідних газів

$$\overline{W_{BG(VIIP)}} = \frac{\overline{V_{BG(VIIP)}}}{f_{BG(VIIP)}} = \frac{80,4}{10,3} = 7,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.40)$$

За графіками (див. додаток Д) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від відхідних газів до конвективних пучків труб випарних секцій

$$\alpha_{K(VIIP)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 72 \cdot 0,98 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 79,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

- при $\overline{W_{BG(VIIP)}}=7,8 \text{ м/с}$ і $d_3=32\text{мм}$ – $\alpha_0=72,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- при $z=22$ – $k_z=0,98$;

- при $s_1/d_3=86/32=2,69$ і $s_2/d_3=70/32=2,19$ – $k_s=1,12$;

- при $\overline{t_{BG(VIIP)}}=369^{\circ}\text{C}$ і $r_{H_2O}=10,0\%$ – $k_t=1,0$.

Значення α_0 і поправочні коефіцієнти (k_z , k_s , k_t) визначаються за конструктивними характеристиками випарної секції 3, яка займає середнє положення в газоході котла для випарних секцій, що розраховуються. Відповідно до цього для випарних секцій $(s_1 + s_2)/d_3 = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, тому ефективну товщину випромінюючого шару газів розрахуємо за формулою (3.17)

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{86 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,161 \text{ м}.$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорності відхідних газів визначається за формулою

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,060 + 0,058 \cdot 1,088 = 0,123,$$

- при $\overline{t_{BG(VIP)}} = 369,0^\circ\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot S_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,060$;

- при $\overline{t_{BG(VIP)}} = 369,0^\circ\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,058$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,088$.

Ефективна ступінь чорності стінок труб визначається за формулою

$$\varepsilon_{E\Phi. CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорності відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається рівною температурі пароводяної суміші $t_{CT} = t' = 207^\circ\text{C}$) визначається за формулою

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,055 + 0,070 \cdot 1,088 = 0,131,$$

- при $t_{CT} = 207^\circ\text{C}$ і $P_{CO_2} \cdot S_{E\Phi} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,055$;

- при $t_{CT} = 207^\circ\text{C}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,070$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot S_{E\Phi} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,088$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб випарних секцій визначається за формулою

$$\alpha_{VIP(VIP)} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi. CT} \cdot \left[\varepsilon_{BG} \cdot \left(\frac{\overline{t_{BG(VIP)}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{BG(VIP)}} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.41)$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,123 \cdot \left(\frac{369 + 273}{100} \right)^4 - 0,131 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(369 + 273) - (207 + 273)} =$$

$$= 4,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від газів до труб випарних секцій складе

$$\alpha_{\Sigma(VIP)} = \alpha_{K(VIP)} + \alpha_{VIP(VIP)} = 79,0 + 4,4 = 83,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі складе

$$k_{(ВИП)} = \alpha_{\Sigma(ВИП)} = 83,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами пароводяній суміші, складе

$$Q_{(ВИП)} = k_{(ВИП)} \cdot F_{(ВИП)} \cdot \overline{\Delta t_{(ВИП)}} \cdot 10^{-3} = 83,4 \cdot 1160 \cdot 123,0 \cdot 10^{-3} = 11899,5 \text{ кВт}. \quad (3.43)$$

Ентальпія газів на виході із секції складе

$$i''_{ВГ(ВИП)} = i'_{ВГ(ВИП)} - (Q_{(ВИП)} / \overline{V_{ВГ}} \cdot \zeta) = 707,3 - (11899,5 / 34,2 \cdot 0,95) = 341,0 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (3.44)$$

Температура відхідних газів на виході з випарних секцій відповідно до $i''_{ВГ(ВИП)} = 341,0 \text{ кДж}/\text{м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{ВГ(ВИП)} = 245^\circ\text{С}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятої раніше й отриманої в результаті розрахунку температурами газу на виході з випарних секцій, складе

$$\delta = \frac{|245 - 245|}{245} \cdot 100 = 0\% < 5\%.$$

Розрахунок економайзера.

Середньологаріфмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t_{(E)}} = \frac{(t'_{ВГ(E)} - t') - (t''_{ВГ(E)} - t_{ПВ})}{\ln \frac{t'_{ВГ(E)} - t'}{t''_{ВГ(E)} - t_{ПВ}}} = \frac{(245 - 207) - (190 - 100)}{\ln \frac{245 - 207}{190 - 100}} = 60,3^\circ\text{С}, \quad (3.45)$$

де $t'_{ВГ(E)}$ - температура відхідних газів перед економайзером

$$t'_{ВГ(E)} = t''_{ВГ(ВИП)} = 245^\circ\text{С};$$

$t_{ПВ}$ - температура підживлюючої води (при атмосферній деаерації приймається $t_{ПВ} = 100^\circ\text{С}$);

$t''_{ВГ(E)}$ - температура відхідних газів за економайзером, приймається $t''_{ВГ(E)} = 190^\circ\text{С}$.

Середня температура відхідних газів

$$\overline{t_{ВГ(E)}} = 0,5 \cdot (t'_{ВГ(E)} + t''_{ВГ(E)}) = 0,5 \cdot (245 + 190) = 217,5^\circ\text{С}. \quad (3.46)$$

Дійсна витрата відхідних газів

$$\overline{V_{BG(E)}} = \overline{V_{BG}} \cdot \frac{\overline{t_{BG(E)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{217,5 + 273}{273} = 61,4 \frac{m^3}{c} . \quad (3.47)$$

Середня швидкість відхідних газів

$$\overline{W_{BG(E)}} = \frac{\overline{V_{BG(E)}}}{f_{BG(E)}} = \frac{61,4}{9,8} = 6,3 \frac{m}{c} . \quad (3.48)$$

За графіками (див. додаток Д) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від газів до конвективних пучків труб економайзера

$$\alpha_{K(E)} = \alpha_0 \cdot k_z \cdot k_s \cdot k_t = 68,0 \cdot 0,975 \cdot 1,125 \cdot 1,01 = 75,3 \frac{Вт}{m^2 \cdot K} ,$$

- при $\overline{W_{BG(E)}} = 6,3 \text{ м/с}$ і $d_3 = 32 \text{ мм}$ – $\alpha_0 = 68,0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- при $z = 20$ – $k_z = 0,975$;

- при $s_1/d_3 = 90/32 = 2,8$ і $s_2/d_3 = 70/32 = 2,19$ – $k_s = 1,125$;

- при $\overline{t_{BG(E)}} = 217,5^\circ\text{C}$ і $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,01$.

Для економайзера $(s_1 + s_2)/d_3 = (90 + 70)/32 = 5,0 < 7$, тому ефективна товщина випромінюючого шару газів розраховується за формулою (3.17)

$$s_{E\Phi} = \left(1,87 \cdot \frac{s_1 + s_2}{d_3} - 4,1 \right) \cdot d_3 = \left(1,87 \cdot \frac{90 + 70}{32} - 4,1 \right) \cdot 0,032 = 0,168 \text{ м} .$$

Добутки парціальних тисків CO_2 і H_2O на ефективну товщину випромінюючого шару складуть:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,168 = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,168 = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Ступінь чорності відхідних газів складе

$$\varepsilon_{BG} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 0,072 \cdot 1,086 = 0,136,$$

- при $\overline{t_{BG(E)}} = 217,5^\circ\text{C}$ і $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058$;

- при $\overline{t_{BG(E)}} = 217,5^\circ\text{C}$ $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,072$;

- при $P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,086$.

Ефективна ступінь чорності стінок труб складе

$$\varepsilon_{E\Phi, CT} = (1 + \varepsilon_{CT}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Ступінь чорності відхідних газів при температурі стінок труб (температура стінок труб приймається рівною середній температурі води в $t_{CT} = (t' + t_{ПВ})/2 = (207+100)/2 = 153,5^{\circ}C$ економайзері) складе

$$\varepsilon_{BG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,058 + 0,075 \cdot 1,086 = 0,139 ,$$

- при $t_{CT} = 153,5^{\circ}C$ і $P_{CO_2} \cdot s_{E\Phi} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,058$;

- при $t_{CT} = 153,5^{\circ}C$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,075$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ і $P_{H_2O} \cdot s_{E\Phi} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,086$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб складе

$$\alpha_{ВИПР(E)} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{E\Phi,CT} \cdot \left[\varepsilon_{BG} \cdot \left(\frac{t_{BG(E)} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{BG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{BG(E)} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.49)$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,136 \cdot \left(\frac{217,5 + 273}{100} \right)^4 - 0,139 \cdot \left(\frac{153,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(217,5 + 273) - (153,5 + 273)} =$$

$$= 2,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі (конвекцією і випромінюванням) від відхідних газів до труб економайзера складе

$$\alpha_{\Sigma(E)} = \alpha_{K(E)} + \alpha_{ВИПР(E)} = 75,3 + 2,6 = 77,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі складе

$$k_{(E)} = \alpha_{\Sigma(E)} = 77,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Кількість теплоти, переданої відхідними газами воді, складе

$$Q_{(E)} = k_{(E)} \cdot F_{(E)} \cdot \overline{\Delta t_{(E)}} \cdot 10^{-3} = 77,9 \cdot 615 \cdot 60,3 \cdot 10^{-3} = 2888,9 , \text{ кВт}. \quad (3.50)$$

Ентальпія газів на виході з економайзера складе

$$i''_{BG(E)} = i'_{BG(E)} - (Q_{(E)} / \overline{V_{BG}} \cdot \zeta) = 341,0 - (2888,9 / 34,2 \cdot 0,95) = 252,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (3.51)$$

Температура відхідних газів на виході з економайзера відповідно до

$i''_{BG(E)} = 252,1 \text{ кДж/м}^3$ по it - діаграмі складе $t''_{BG(E)} = 183^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, прийнятої раніше й отриманої в результаті розрахунку температурами газу на виході з економайзера, складе

$$\delta = \frac{|183 - 190|}{183} \cdot 100 = 3,8\% < 5\%$$

Розрахунок температури перегрітої пари і паропродуктивності котла.

Відповідно до формули (3.8) ентальпія перегрітої пари складе

$$\begin{aligned} i_{III} &= \frac{(i_{BG}^{II} - i_{BG}^K) \cdot i'' - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)}) \cdot [i_{PB} - 0,01 \cdot p \cdot (i' - i_{PB})]}{(i_{BG}^{II} - i_{BG}^K) - (i'_{BG(III)} - i''_{BG(III)})} = \\ &= \frac{(916,4 - 252,1) \cdot 2796 - (788,1 - 707,3) \cdot [420 - 0,01 \cdot 5 \cdot (884,4 - 420)]}{(916,4 - 252,1) - (788,1 - 707,3)} = \\ &= 3128,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned}$$

де i_{BG}^K - ентальпія відхідних газів за котлом утилізатором $i_{OG}^K = i''_{OG(\varepsilon)}$.

Температура перегрітої пари t_{III} визначається по таблицях водяної пари (див. додаток К) відповідно до отриманого значення ентальпії перегрітої пари i_{III} . Температура перегрітої пари на виході з пароперегрівника по таблицях водяної пари при $i_{III} = 3128,2 \text{ кДж/кг}$ склала $t_{III} = 346^\circ\text{C}$.

Розбіжність між значеннями, раніше прийнятої (див. стор. 24) і отриманої в результаті розрахунку температурами перегрітої пари, склала

$$\delta = \frac{|346 - 340|}{346} \cdot 100 = 1,7\% < 5\%,$$

що задовольняє умові розрахунку методом послідовного наближення.

Паропродуктивність котла-утилізатора відповідно до формули (3.9) склала

$$D_{KV} = \frac{Q_{(III)}}{(i_{III} - i'')} = \frac{2626,6 \cdot 3600}{(3128,2 - 2796) \cdot 10^3} = 28,5 \frac{\text{т}}{\text{год}},$$

де $Q_{(III)}$ - кількість теплоти, переданої відхідними газами парі у пароперегрівнику (див. стор. 26).

Коефіцієнт корисної дії котла-утилізатора склав

$$\eta_{KY} = \frac{D_{KY} \cdot (i_{ПП} - i_{ПВ})}{V_{ВГ} \cdot i_{ВГ}^П} \cdot 100 = \frac{28,5 \cdot 10^3 \cdot (3128,2 - 420,0)}{120 \cdot 10^3 \cdot 916,4} \cdot 100 = 70\%, \quad (3.52)$$

де $i_{ПВ}$ - ентальпія підживлюючої води, приймається 420,0кДж/кг.

Годинна економія палива відповідно до формули (1.3) склала

$$B_E = 0,034 \cdot V_{ВГ} \cdot i_{ВГ}^П \cdot \eta_{KY} / \eta_{ППК} = 0,034 \cdot 120000 \cdot 916,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 / 0,9 = 2908 \text{ кг у.п.}, \quad (3.53)$$

де $\eta_{ППК}$ - к.к.д. заміщеного котлом-утилізатором паливного парового котла, приймається 0,9.

Результати перевірконого теплового розрахунку котла-утилізатора зводяться в таблицю 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати перевірконого теплового розрахунку котла-утилізатора

Найменування показників	Позначення	Величина
Температура відхідних газів перед котлом, °С	$t_{ВГ}^П$	630
Температура відхідних газів за передвключеною випарною секцією, °С	$t_{ВГ1}^{\prime\prime}$	546
Температура відхідних газів за пароперегрівником, °С	$t_{ВГ(ПП)}^{\prime\prime}$	493
Температура відхідних газів за випарними поверхнями нагрівання, °С	$t_{ВГ(ВИП)}^{\prime\prime}$	245
Температура відхідних газів за економайзером (на виході з котла), °С	$t_{ВГ}^К$	183
Паропродуктивність котла, т/год	D_{KY}	28,5
Параметри перегрітої пари		
-тиск, МПа	$P_{ПП}$	1,8
-температура, °С	$t_{ПП}$	346
Коефіцієнт корисної дії котла, %	η_{KY}	70
Годинна економія палива, кг у.п.	B_E	2908

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Теплоэнергетика металлургических заводов: Учебник для вузов / Ю.И. Розенгарт, З.А. Мурадова, Б.З. Теверовский и др. Под ред. Ю.И. Розенгарта. - М.: Металлургия, 1985. - 303 с.
2. Розенгарт Ю.И., Якобсон Б.И., Мурадова З.А. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии и их использование. – К.: Вища школа, 1988.- 328 с.
3. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности: Учебник для вузов/ Н.А. Семеновко, Л.И. Куперман, С.А. Романовский и др. – К.: Вища школа. 1979. - 296с.
4. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Кузнецов и др. Под ред. Л.Н. Сидельковского. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272с.
5. Котлы-утилизаторы и котлы энерготехнологические. Отраслевой каталог. - М.: НИИЭинформэнергомаш, 1985. – 92с.
6. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубровского и др. - М.: Энергия, 1973. -295 с.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977. – 344 с.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1 Класифікація котлів-утилізаторів.....	4
2 Конструкції основних типів котлів-утилізаторів.....	6
2.1 Газотрубні конвективні котли-утилізатори.....	6
2.2 Водотрубні конвективні котли-утилізатори.....	7
2.3 Охолоджувачі конвертерних газів (ОКГ).....	9
3 Тепловий розрахунок котла-утилізатора.....	13
3.1 Загальні положення методики перевірного теплового розрахунку.....	13
3.2 Перевірочний тепловий розрахунок водотрубного конвективного котла-утилізатора.....	16
Список літератури.....	34
Додатки.....	35

ДОДАТОК А

Номінальні технічні характеристики водотрубних конвективних котлів-утилізаторів

Найменування показників	Типорозмір котла								
	КУ-60		КУ-80		КУ-100		КУ-125		КУ-150
	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	1,8МПа	4,5МПа	4,5МПа
Витрата відхідних газів, тис.м ³ /год	60	60	80	80	100	100	125	125	150
Температура відхідних газів, °С									
- на вході в котел	650	850	650	850	850	850	850	850	850
- на виході з котла	219	252	216	248	242	242	220	230	213
Паропродуктивність, т/год	13,8	19,0	18,4	25,8	33,9	32,6	42,4	40,8	50,5
Параметри перегрітої пари									
-тиск, МПа	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	1,8	4,5	4,5
-температура, °С	340	392	336	385	360	382	365	385	393

ДОДАТОК Б

Варіанти завдань для перевірного теплового розрахунку водотрубного конвективного котла-утилізатора

№ варіанта	Типо-розмір котла	Температура газів перед котлом $t_{BG}^II, ^\circ\text{C}$	Витрата відхідних газів $V_{BG}, \text{ тис.м}^3/\text{год}$	Об'ємний состав відхідних газів, %				Частка повітря, що підсмоктується в котел $\Delta\alpha_{п}, \%$	Тиск одержуваної пари Р, МПа
				r_{CO_2}	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	r_{O_2}	r_{N_2}		
1	КУ-60	650	55,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
2	КУ-60	750	60,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
3	КУ-60	700	65,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
4	КУ-80	750	75,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
5	КУ-100	780	95,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	1,8
6	КУ-100	750	100,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,08	4,5
7	КУ-125	750	120,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
8	КУ-125	800	125,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
9	КУ-150	850	145,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	4,5
10	КУ-60	600	55,0	10,5	11,0	5,2	73,7	0,04	1,8
11	КУ-60	750	60,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
12	КУ-80	650	80,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	1,8
13	КУ-80	800	85,0	12,0	10,5	5,5	72,5	0,05	4,5
14	КУ-100	850	100,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	1,8
15	КУ-100	800	95,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	4,5
16	КУ-125	800	120,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	1,8
17	КУ-125	850	130,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
18	КУ-150	800	150,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	4,5
19	КУ-60	600	60,0	12,0	10,5	5,5	72	0,05	1,8
20	КУ-60	750	65,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
21	КУ-80	600	80,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
22	КУ-80	700	85,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
23	КУ-100	700	95,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	1,8
24	КУ-100	850	105,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	4,5
25	КУ-125	800	120,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
26	КУ-125	850	125,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
27	КУ-60	650	60,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
28	КУ-60	750	55,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
29	КУ-80	700	80,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	1,8
30	КУ-80	750	85,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	4,5
31	КУ-100	800	100,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
32	КУ-100	850	95,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
33	КУ-125	800	130,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
34	КУ-125	750	120,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5

№ варіанта	Типорозмір котла	Температура газів перед котлом $t_{BG}^П$, °C	Витрата відхідних газів V_{BG} , тыс.м ³ /год	Об'ємний состав відхідних газів, %				Частка повітря, що підсмоктується в котел $\Delta\alpha_{п}$, %	Тиск одержуваної пари P, МПа
				r_{CO2}	r_{H2O}	r_{O2}	r_{N2}		
35	КУ-150	800	155,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
36	КУ-60	650	55,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	1,8
37	КУ-60	750	60,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	4,5
38	КУ-80	650	75,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	1,8
39	КУ-80	820	85,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	4,5
40	КУ-100	800	95,0	10,5	11,0	5,2	73,0	0,04	1,8
41	КУ-100	850	105,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
42	КУ-125	830	120,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	1,8
43	КУ-125	800	125,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	4,5
44	КУ-150	820	145,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
45	КУ-80	600	80,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
46	КУ-60	800	60,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
47	КУ-80	650	75,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	1,8
48	КУ-80	820	85,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	4,5
49	КУ-100	800	95,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
50	КУ-100	800	105,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
51	КУ-125	840	125,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
52	КУ-125	750	130,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
53	КУ-150	830	150,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
54	КУ-60	650	60,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	1,8
55	КУ-60	750	65,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	4,5
56	КУ-80	700	80,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	1,8
57	КУ-80	820	85,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	4,5
58	КУ-80	700	75,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	1,8
59	КУ-100	750	100,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	4,5
60	КУ-125	820	125,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	1,8
61	КУ-125	850	130,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	4,5
62	КУ-150	800	155,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
63	КУ-60	650	65,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
64	КУ-60	800	55,5	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5
65	КУ-80	700	75,0	10,0	11,5	5,1	73,4	0,055	1,8
66	КУ-80	750	85,0	9,5	10,8	5,0	74,7	0,06	4,5
67	КУ-100	820	95,0	12,0	10,5	5,5	72,0	0,05	1,8
68	КУ-100	800	105,0	11,5	9,5	5,4	73,6	0,045	4,5
69	КУ-125	800	125,0	11,0	10,0	5,3	73,7	0,048	1,8
70	КУ-125	850	120,0	10,5	11,0	5,2	73,3	0,04	4,5

ДОДАТОК В
Конструктивні характеристики водотрубних конвективних котлів-утилізаторів
відповідно до їхніх типорозмірів

Найменування характеристик	Типорозмір котла	Випарні секції				Пароперегрівник		Економ айзер
		1	2	3	4	P=4,5МПа	P=1,8МПа	
Площа поверхні нагрівання F, м ²	КУ-60	46	173	192	175	70	70	247
	КУ-80	60	219	244	221	87	87	370
	КУ-100	85	285	315	295	110	110	460
	КУ-125	110	370	410	380	145	145	615
	КУ-150	133	415	475	436	166	-	725
Число рівнобіжно включених змійовиків, шт.	КУ-60	28	60	60	60	30	60	16
	КУ-80	36	76	76	76	38	76	24
	КУ-100	40	80	80	80	40	80	24
	КУ-125	52	104	104	104	52	104	32
	КУ-150	64	120	120	120	60	-	32
Площа живого перетину для проходу газів f _{ВГ} , м ²	КУ-60	7,0	5,06	5,06	4,63	5,06	5,06	4,55
	КУ-80	8,63	6,34	6,34	5,77	6,34	6,34	6,36
	КУ-100	10,8	8,04	8,04	7,35	8,04	8,04	7,67
	КУ-125	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	10,3	9,8
	КУ-150	16,6	12,5	12,5	11,5	12,5	-	9,65
Площа живого перетину для проходу пароводяної суміші, пари чи води f _{ПВ} , м ²	КУ-60	0,0148	0,0318	0,0318	0,0318	0,0159	0,0318	0,0085
	КУ-80	0,0404	0,0404	0,0404	0,0404	0,0202	0,0404	0,0127
	КУ-100	0,0212	0,0425	0,0425	0,0425	0,0212	0,0425	0,0127
	КУ-125	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0276	0,0552	0,0170
	КУ-150	0,034	0,0636	0,0636	0,0636	0,0318	-	0,0170
Конструктивні характеристики однакові для всіх типорозмірів котлів								
Діаметр труб (зовнішній/внутрішній) d _з /d _{вн} , мм		32/26						
Число рядів труб по ходу газів Z, шт.		12	20	22	22	8	8	2x20 3x16*
Шаги труб:								
- по ширині пучка S ₁ , мм		172	86	86	86	86	86	90
- по глибині пучка S ₂ , мм		70	70	70	70	70	70	70

*/ для котла-утилізатора КУ-150

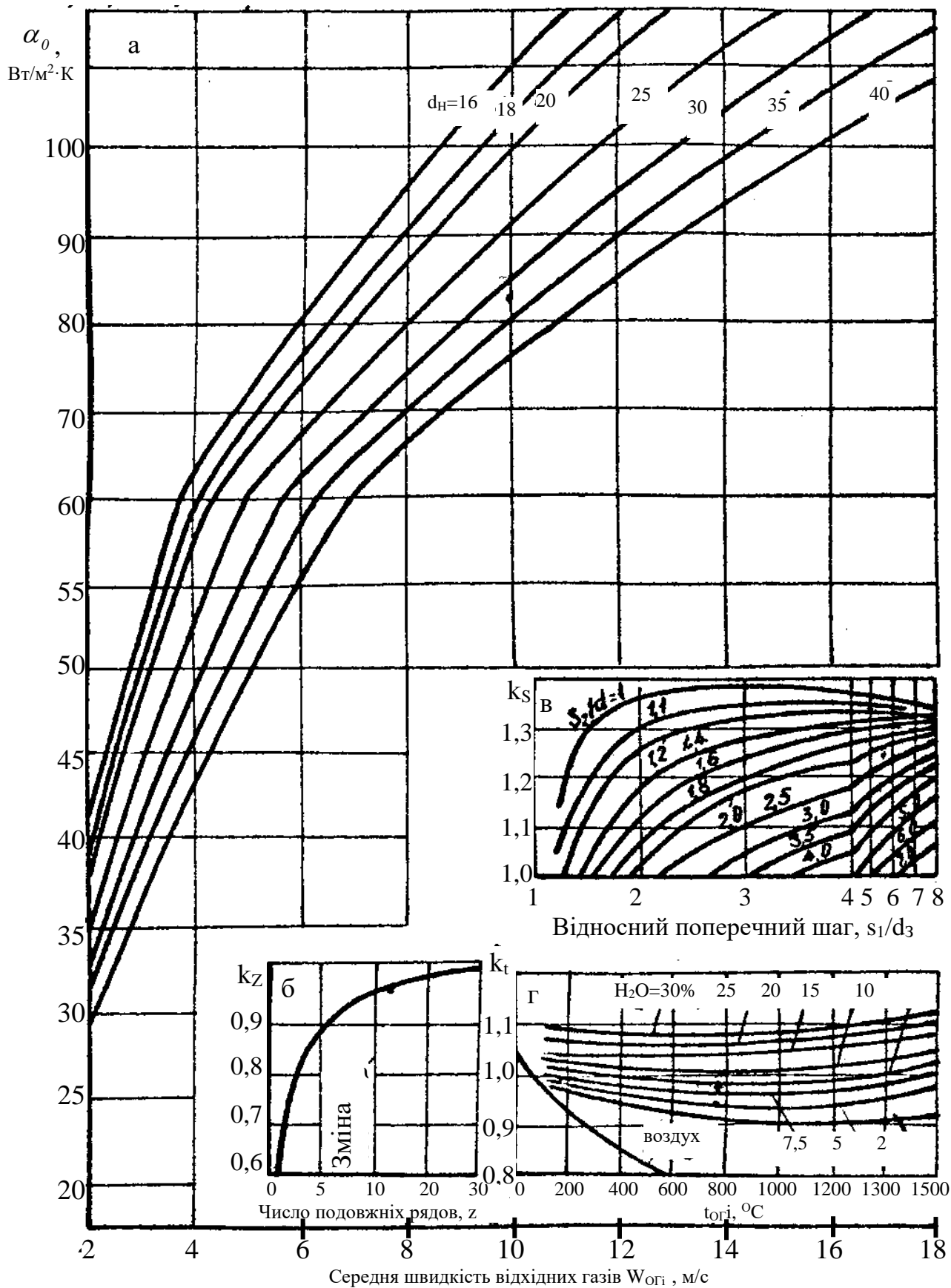
ДОДАТОК Г

Ентальпії киплячої води та сухої насиченої пари

Тиск Р, МПа	Температура кипіння t' , °С	Ентальпія киплячої води i' , кДж/кг	Ентальпія сухої насиченої пари i'' , кДж/кг
1,0	179,88	762,7	2778
1,1	184,05	781,1	2781
1,2	187,95	798,3	2785
1,3	191,60	814,5	2787
1,4	195,04	830,0	2790
1,5	198,28	844,6	2792
1,6	201,36	858,3	2793
1,7	204,30	871,6	2795
1,8	207,10	884,4	2796
1,9	209,78	896,6	2798
2,0	212,37	908,5	2799
2,1	214,84	919,8	2800
2,2	217,24	930,9	2801
2,3	219,55	941,5	2801
2,4	221,77	951,8	2802
2,5	223,93	961,8	2802
2,6	226,03	971,7	2803
2,7	228,06	981,3	2803
2,8	230,04	990,4	2803
2,9	231,96	999,4	2803
3,0	233,83	1008,3	2804
3,2	237,44	1025,3	2803
3,4	240,88	1041,9	2803
3,6	244,16	1057,3	2802
3,8	247,31	1072,7	2802
4,0	250,33	1087,5	2801
4,2	253,24	1101,7	2800
4,4	256,05	1115,3	2798
4,6	258,75	1128,8	2797
4,8	261,37	1141,8	2796
5,0	263,91	1154,4	2794

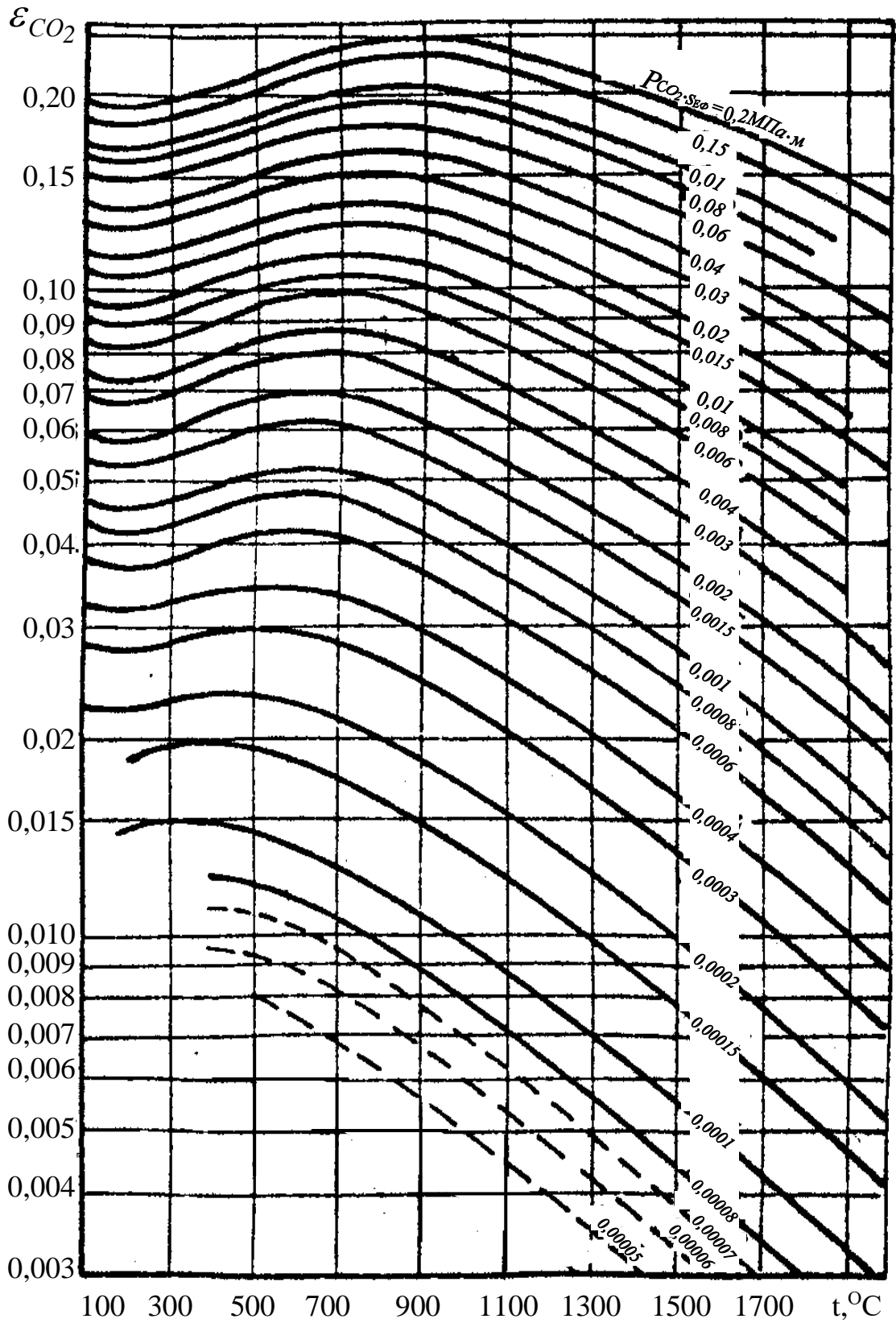
ДОДАТОК Д

Номограми для визначення коефіцієнта тепловіддачі конвекцією α_K при поперечному обтіканні газом гладкотрубного пучка труб при шаховому розташуванні



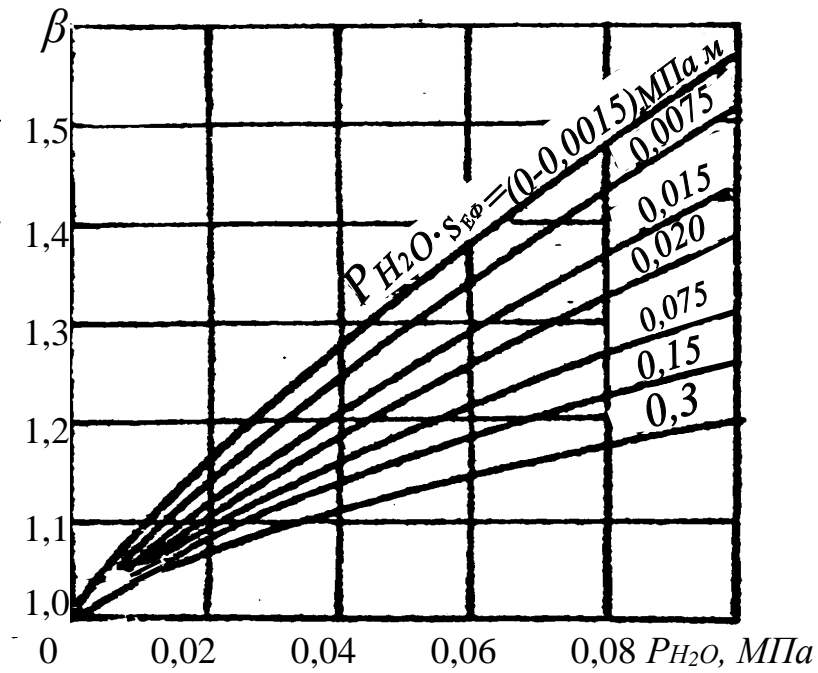
ДОДАТОК Є

Графіки для визначення ступеня чорності CO₂ (ϵ_{CO_2})



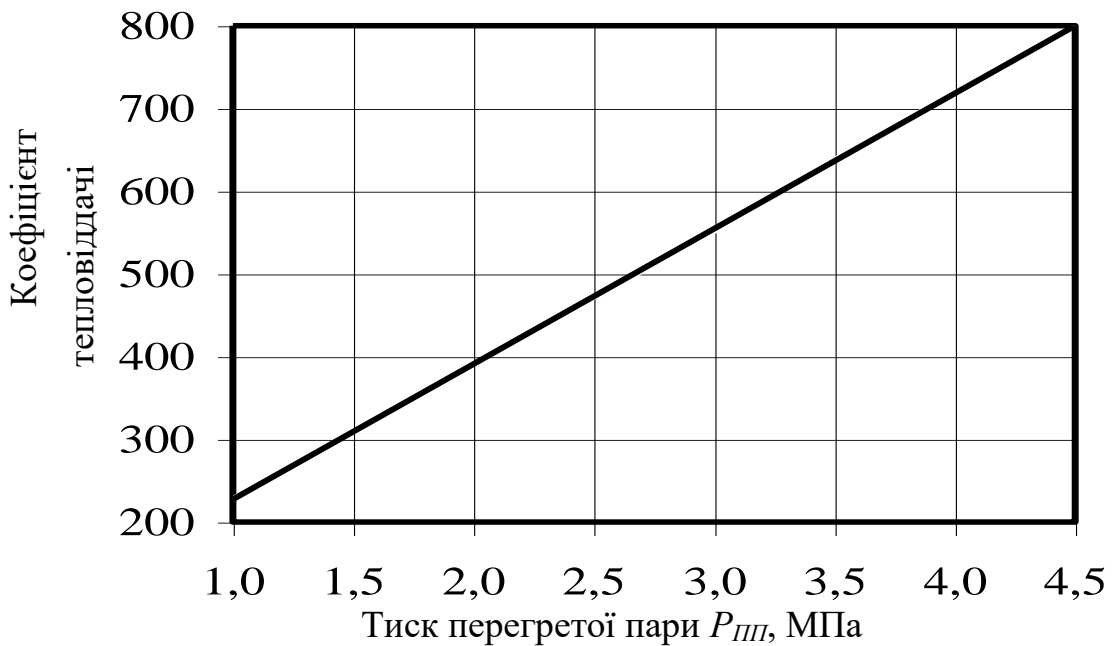
ДОДАТОК 3

Графіки для визначення поправочного коефіцієнта β



ДОДАТОК I

Значення коефіцієнта тепловіддачі від стінок труб пароперегрівника до пари різних тисків при температурі перегрітої пари $350 \div 450^\circ\text{C}$



ДОДАТОК К

Тиск P, МПа	Температура t, °C										
	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
1,0	419	503	589	675	2778	2827	2874	2918	2962	3005	3048
1,2	419	504	589	675	763	2816	2865	2911	2955	2999	3042
1,4	420	504	589	675	763	2803	2855	2902	2948	2992	3034
1,6	420	504	589	675	763	852	2844	2893	2940	2986	3030
1,8	420	504	589	675	763	852	2833	2884	2932	2979	3025
2,0	420	504	589	675	763	852	2821	2875	2924	2872	3019
3,0	421	505	590	676	763	852	913	2823	2882	2937	2988
4,0	422	506	591	677	764	853	943	1037	2834	2898	2955
5,0	423	506	591	677	764	853	944	1037	1135	2854	2920
Тиск P, МПа	Температура t, °C										
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	
1,0	3091	3134	3177	3220	3263	3306	3349	3392	3435	3479	
1,2	3086	3129	3173	3216	3260	3302	3346	3390	3433	3477	
1,4	3080	3125	3169	3213	3256	3300	3344	3387	3431	3474	
1,6	3075	3120	3164	3209	3253	3297	3341	3384	3428	3472	
1,8	3071	3116	3160	3205	3249	3294	3338	3381	3425	3470	
2,0	3065	3111	3156	3201	3246	3291	3335	3379	3432	3468	
3,0	3038	3087	3135	3182	3229	3275	3321	3366	3411	3456	
4,0	3010	3062	3113	3162	3211	3259	4406	3353	3399	3445	
5,0	2980	3036	3090	3142	3193	3242	3291	3339	3386	3433	

