

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

Ю.О. ГІЧОВ, В.М. БОЙКО, Д.С. АДАМЕНКО

КОТЛИ-УТИЛІЗАТОРИ ТА ЇХ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

Дніпропетровськ НМетАУ 2004

**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.

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 (Укрдіпромез)

Редактор О.І. Лук'янець

© Національна металургійна
академія України, 2004

ВВЕДЕНИЕ

Котлы-утилизаторы, предназначенные для выработки пара или нагретой воды путем использования теплоты отходящих газов технологических печей и агрегатов, занимают особое место в теплоутилизационной технике по следующим причинам.

Во-первых, доля теплоты отходящих газов в общем выходе ВЭР промышленных предприятий весьма значительна.

Во-вторых, выработка пара в котлах-утилизаторах приводит к непосредственной экономии топлива за счет сокращения его сжигания в котельных и ТЭЦ промышленных предприятий.

В-третьих, уменьшаются затраты на энергохозяйство промышленных предприятий за счет сокращения мощностей котельных и ТЭЦ в системах теплоснабжения. Зачастую использование выработанных в котлах-утилизаторах теплоносителей (пара или нагретой воды) происходит непосредственно в цехах промышленных предприятий, что делает систему утилизационного теплоснабжения более компактной по сравнению с обычной и не требует прокладки внешних тепловых сетей.

В-четвертых, применение котлов-утилизаторов приводит к улучшению экологической обстановки, т.к. сокращает количество сжигаемого топлива на предприятиях и позволяет в комплексе с утилизацией теплоты отходящих газов повысить эффективность систем газоочистки технологических печей и агрегатов.

Данное учебное пособие, разработанное в соответствии с рабочей программой и рабочим планом дисциплины «Вторичные энергоресурсы промышленных предприятий», включает классификацию котлов-утилизаторов, конструкции основных типов котлов и методику их теплового расчета, которая сопровождается численным примером. Пособие, помимо изучения дисциплины и выполнения предусмотренного рабочим планом домашнего задания, может быть использовано в научно-исследовательских работах студентов и в процессе дипломного проектирования.

1 КЛАССИФИКАЦИЯ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

Большое разнообразие конструкций, характеристик и назначений котлов-утилизаторов делает целесообразным их классификацию. В принципе классификация котлов-утилизаторов не отличается от обычных топливных котлов, но имеет ряд своих особенностей.

В качестве основных вариантов классификации можно выделить следующие:

а) В зависимости от вида получаемого теплоносителя котлы-утилизаторы разделяются на водогрейные, паровые и пароводогрейные, причем паровые котлы могут быть как с выработкой насыщенного, так и перегретого пара.

б) В зависимости от вида теплоносителя, который проходит по трубам поверхностей нагрева, котлы-утилизаторы разделяются на газотрубные, т.е. по трубам проходят отходящие газы, и водотрубные, в трубах проходят вода, пароводяная смесь или пар.

в) В зависимости от способа циркуляции пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева котлы-утилизаторы разделяются на котлы с естественной циркуляцией, многократной принудительной и без циркуляции, т.е. прямоточные. Возможна также и комбинированная циркуляция.

г) В зависимости от температуры поступающих в котел-утилизатор отходящих газов котлы-утилизаторы разделяются на низкотемпературные (с температурой газов до $800-900^{\circ}\text{C}$, кратковременно до 1100°C) и высокотемпературные при температуре отходящих газов свыше $1100-1200^{\circ}\text{C}$.

д) В зависимости от величины параметров получаемого пара котлы-утилизаторы разделяются на котлы-утилизаторы низких параметров (давление пара до $1,4\text{МПа}$, температура перегретого пара до $280-300^{\circ}\text{C}$), повышенных параметров (соответственно, до $4,5\text{МПа}$ и 450°C) и высоких параметров (до $10-14\text{МПа}$ и $500-550^{\circ}\text{C}$).

е) В зависимости от конструкций поверхностей нагрева, определяемых температурой отходящих газов, котлы-утилизаторы

разделяются на конвективные, радиационные и радиационно-конвективные.

ж) В зависимости от конфигурации газохода, в котором размещаются поверхности нагрева, котлы-утилизаторы разделяются на вертикальные, горизонтальные, П-образные, а также Г-образные, U-образные и прочих конфигураций.

На предприятиях черной металлургии и других отраслей промышленности можно выделить в качестве основных три типа котлов-утилизаторов:

а) Газотрубные конвективные котлы паропроизводительностью в пределах $3 \div 30$ т/ч.

б) Водотрубные конвективные котлы паропроизводительностью $12 \div 50$ т/ч.

в) Водотрубные радиационно-конвективные и радиационные котлы-утилизаторы – охладители конвертерных газов (ОКГ) с максимальной паропроизводительностью $130 \div 370$ т/ч при средней паропроизводительности, соответственно, $30 \div 80$ т/ч.

Несмотря на сравнительно невысокие паропроизводительности отдельных котлов-утилизаторов по сравнению, например, с энергетическими котлами, суммарная их производительность при использовании отходящих газов от ряда технологических печей и агрегатов цеха (или предприятия в целом) может оказаться весьма значительной и дать соответственно большую экономию топлива. Величину экономии топлива можно определить по формуле

$$B_{\text{Э}} = (Q_{\text{ОТХ}} / Q_{\text{УТ}}) \cdot (\eta_{\text{КУ}} / \eta_{\text{ТПК}}), \text{ кг у.т.}, \quad (1.1)$$

где $Q_{\text{ОТХ}}$ - теплота отходящих газов, прошедших через котел-утилизатор за период расчета экономии топлива, МДж;

$Q_{\text{УТ}}$ - теплота сгорания условного топлива, 29,3 МДж/кг;

$\eta_{\text{КУ}}$ - тепловой к.п.д. котла-утилизатора, доли ед.;

$\eta_{\text{ТПК}}$ - тепловой к.п.д. замещенного котлом-утилизатором топливного котла, доли ед.;

Теплота отходящих газов, использованных в котле-утилизаторе за

период расчета экономии топлива, определяется выражением

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

где V_{OTX} - количество отходящих газов, прошедших через котел за период расчета экономии топлива, м^3 ;

$i_{OTX,t}$, i_{OTX,t_0} - соответственно энтальпии отходящих газов при их температуре на входе в котел-утилизатор (t) и температуре окружающей среды (t_0).

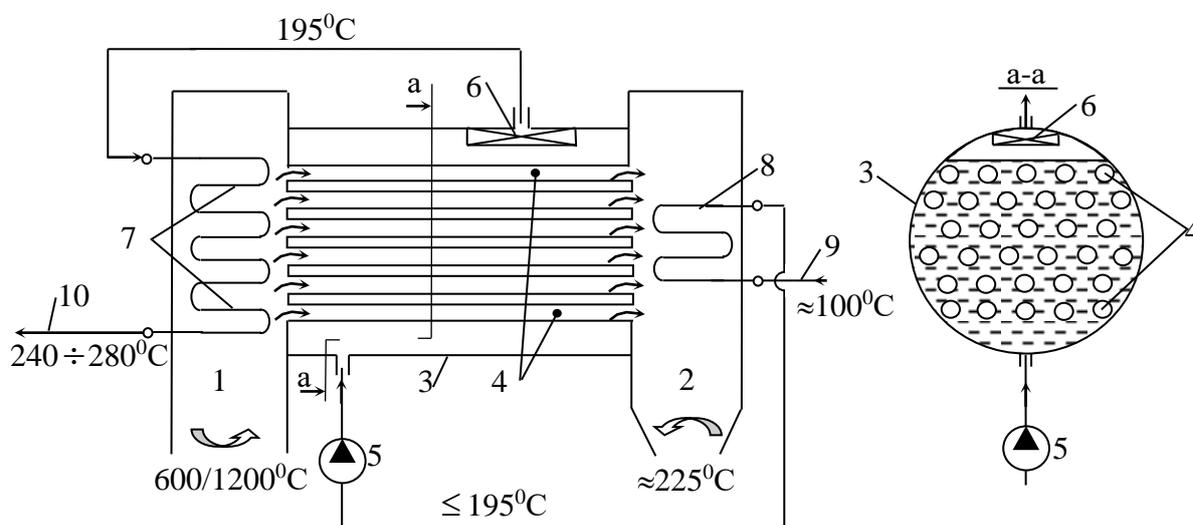
При подстановке численного значения теплоты сгорания условного топлива формула (1.1) принимает следующий вид

$$B_{\text{э}} = 0,034 \cdot Q_{OTX} \cdot \eta_{KV} / \eta_{ТПК}, \quad \text{кг у.т.} \quad (1.3)$$

2 КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ ТИПОВ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

2.1 Газотрубные конвективные котлы-утилизаторы

Устройство газотрубного котла-утилизатора при горизонтальной компоновке корпуса котла представлено на рисунке 2.1.



1 и 2 – входная и выходная газовые камеры; 3 – цилиндрический корпус котла (барaban); 4 – пучок газовых труб; 5 – питательный насос; 6 – сепарационное устройство; 7 – пароперегреватель; 8 – экономайзер; 9 – питательная вода из деаэратора; 10 – выход перегретого пара

Рисунок 2.1 – Газотрубный конвективный котел-утилизатор

Питательная вода после атмосферного деаэрата поступает в экономайзер, а затем в барабан котла, в рабочем объеме которого размещен пучок труб для прохода отходящих газов. Испарение воды происходит непосредственно в объеме барабана между разогретыми газом трубами. Полученный пар удаляется через сепарационное устройство, размещенное в верхней части рабочего объема барабана. Сепарационное устройство выполнено в виде дырчатого потолочного щита или жалюзи, что обеспечивает отделение от потока пара, поступающего из барабана в пароперегреватель, уносимых из полости барабана капель воды. После пароперегревателя пар направляется к потребителям.

Температура отходящих газов на входе в котел в зависимости от марки котла составляет 600°C или 1200°C , на выходе из котла – около 200°C . Снижение теплосодержания отходящих газов при изменении температуры от $600/1200^{\circ}\text{C}$ до 200°C соответствует количеству теплоты, которая идет на выработку пара, т.е. на нагрев воды в экономайзере, испарение воды в барабане и перегрев пара (с учетом потерь теплоты в окружающую среду).

Изменение температуры воды в процессе парообразования представлено на рисунке 2.1 для давлений получаемого пара $1,4\text{МПа}$. В этом случае нагрев воды в экономайзере возможен до температуры насыщения при указанном давлении ($\leq 195^{\circ}\text{C}$), из барабана пар выходит с температурой насыщения 195°C , а после пароперегревателя его температура составляет $240\div 280^{\circ}\text{C}$. Расход отходящих газов для таких котлов – $15\div 55$ тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

В газотрубных котлах могут отсутствовать экономайзеры или пароперегреватели, котлы могут выполняться с вертикальной компоновкой корпуса. В ряде случаев газотрубные котлы имеют эксклюзивную конструкцию, предназначенную для определенных технологических агрегатов химической и нефтехимической промышленности, цветной металлургии и других отраслей.

2.2 Водотрубные конвективные котлы-утилизаторы

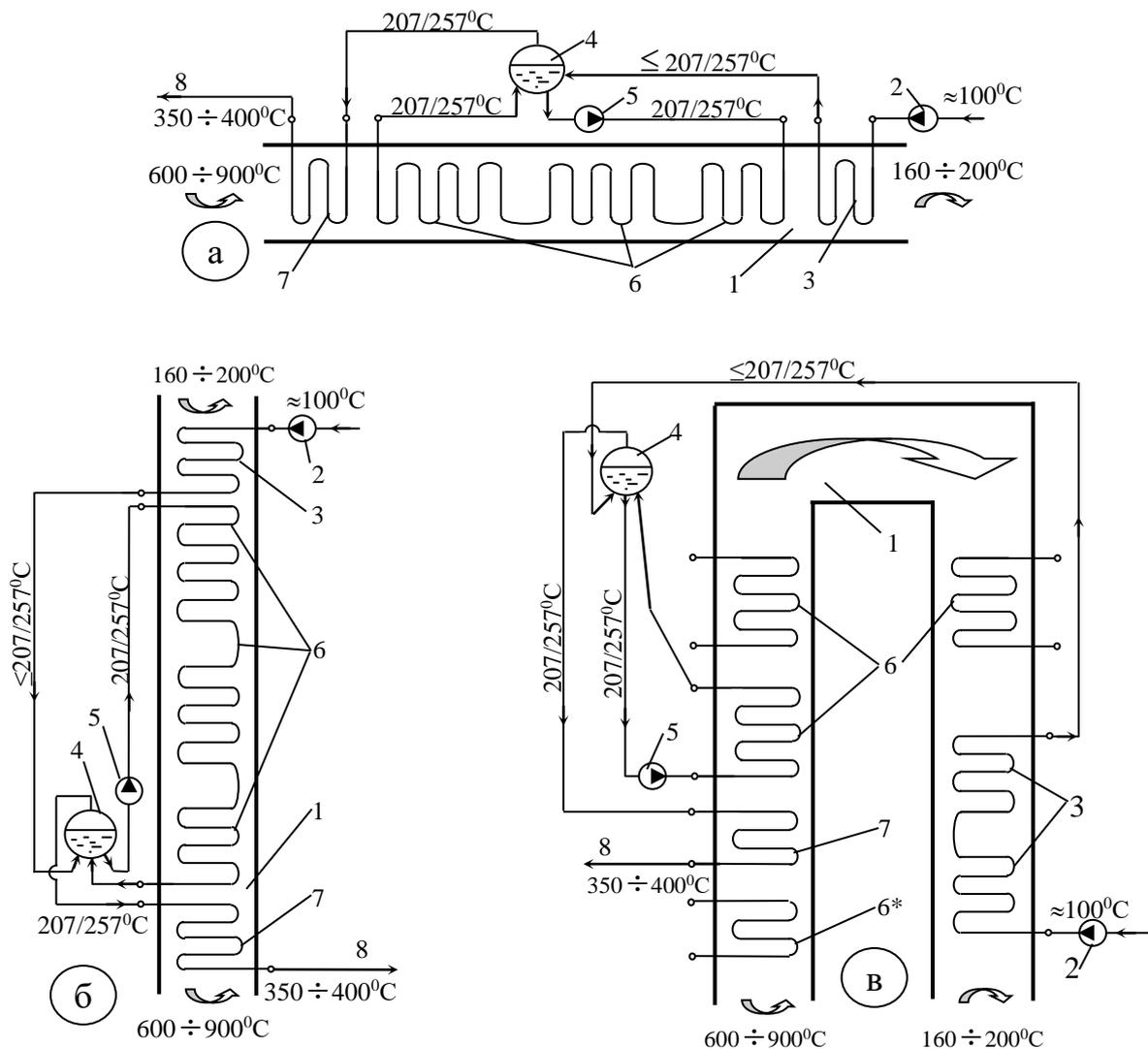
Принципиальные схемы водотрубных конвективных котлов-утилизаторов представлены на рисунке 2.2.

Горизонтальная компоновка котлов (см. рис. 2.2а) обусловлена преимущественным горизонтальным расположением отводящих газоходов технологических печей и агрегатов. Вертикальная компоновка (см. рис. 2.2б) – необходимостью размещения котлов-утилизаторов в стесненных условиях цеха, а также экономией производственных объемов и площадей цеха. П-образная компоновка отвечает традиционной компоновке паровых котлов (см. рис. 2.2в).

Температура отходящих газов на входе в водотрубные конвективные котлы-утилизаторы находится обычно в пределах $600 \div 900^{\circ}\text{C}$, на выходе – $160 \div 200^{\circ}\text{C}$. Теплота, которую теряют отходящие газы, идет на выработку пара обычно по традиционной трехстадийной схеме: нагрев воды в экономайзере, испарение воды в испарительных поверхностях нагрева и перегрев пара.

Давление получаемого пара составляет 1,8 или 4,5 МПа. В соответствии с этими давлениями температура воды в процессе парообразования изменяется следующим образом: в экономайзере температура воды может увеличиться от 100°C до температуры насыщения при указанных давлениях (207 или 257°C), температура пара на выходе из барабана котла в пароперегреватель равна температуре насыщения, после пароперегревателя температура пара составляет $350 \div 400^{\circ}\text{C}$.

Поверхности нагрева в газоходе котлов по ходу движения в нем газов обычно размещаются в следующей последовательности: пароперегреватель, испарительные поверхности нагрева и экономайзер. Для тепловой защиты пароперегревателя от резкого повышения температуры отходящих газов, а также в целом для повышения надежности работы пароперегревателя, возможна установка предвключенной секции испарительных поверхностей (см. рис. 2.2в).



а, б, в – соответственно, при горизонтальной, вертикальной и П-образной компоновках газоходов котлов; 1 – газоход котла; 2 – питательный насос; 3 – экономайзер; 4 – барабан-сепаратор; 5 – циркуляционный насос; 6 – секции испарительных поверхностей нагрева (6* - предвключенная секция); 7 – пароперегреватель; 8 – выход перегретого пара

Рисунок 2.2 – Принципиальные схемы водотрубных конвективных котлов-утилизаторов

Водотрубные конвективные котлы выполняются с принудительной многократной циркуляцией воды в испарительных поверхностях нагрева. Секции испарительных поверхностей подключены к барабану-сепаратору

параллельно через коллектор (на рисунке 2.2 не показан). Пароводяная смесь, выходящая из испарительных поверхностей нагрева в барабан разделяется в нем на пар и воду. Пар поступает в пароперегреватель, а оставшаяся вода в смеси с водой, поступающей из экономайзера, вновь направляется в испарительные поверхности нагрева.

2.3 Охладители конвертерных газов (ОКГ)

В зависимости от конструкций поверхностей нагрева ОКГ могут быть радиационно-конвективными и радиационными.

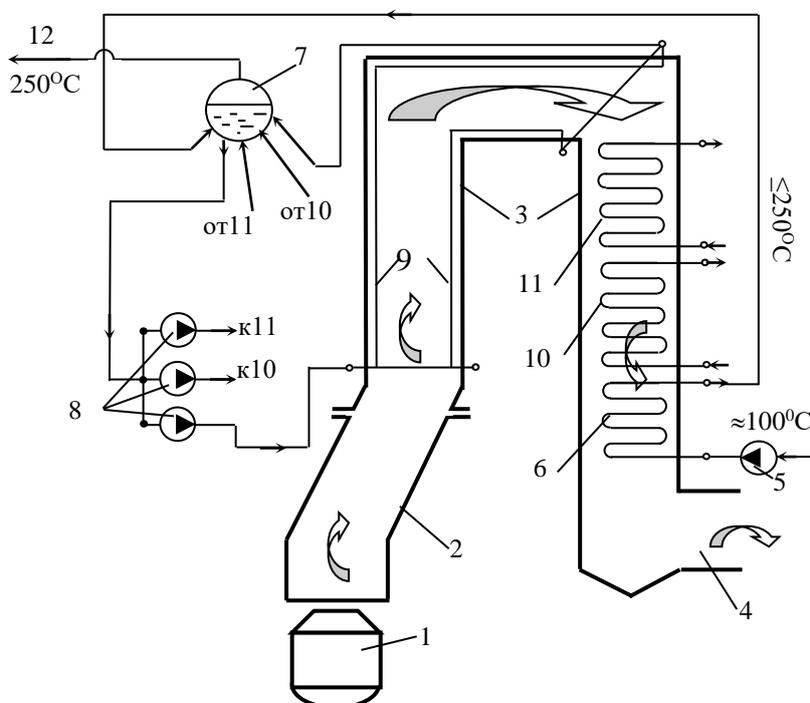
На рисунке 2.3 представлен радиационно-конвективный ОКГ который, обычно устанавливают на газоотводящем тракте конвертера при отводе газа с полным дожиганием.

В поток газа, выходящего из конвертера, через зазор между горловиной конвертера и кессоном подсасывается воздух в количестве достаточном для полного сгорания газа. В этом случае для выработки пара в ОКГ используется как физическая, так и химическая энергии газа. Температура конвертерных газов поднимается до 2000-2250⁰С, одновременно идет передача теплоты от газов к радиационным поверхностям нагрева, что сдерживает повышение температуры свыше 2000-2250⁰С. На входе в конвективные поверхности нагрева температура газов составляет около 800-900⁰С и снижается в них до 300⁰С. Уменьшение теплосодержания газов вследствие снижения температуры соответствует количеству теплоты, использованной для выработки пара в ОКГ.

Испарение воды, поступающей из барабана через коллектор и циркуляционные насосы в испарительные поверхности нагрева, происходит одновременно в радиационных испарительных поверхностях нагрева (экранах) и в двух конвективных испарительных секциях. Пароперегреватель отсутствует, поэтому потребителям пара выдается только насыщенный пар.

При давлении получаемого пара, например, 4МПа температура воды в процессе парообразования изменяется следующим образом: в

экономайзере температура питательной воды возрастает от 100⁰С (при атмосферной деаэрации) до температуры насыщения при указанном давлении (250⁰С), а пар, поступающий из барабана к потребителю, имеет соответственно температуру насыщения (250⁰С).



1 – конвертер; 2 – кессон; 3 – газоход котла; 4 – газоход на газоочистку; 5 – питательный насос; 6 – экономайзер; 7 – барабан-сепаратор; 8 – циркуляционные насосы; 9 – радиационные испарительные поверхности нагрева; 10 и 11 – секции конвективных испарительных поверхностей нагрева; 12 – выход насыщенного пара

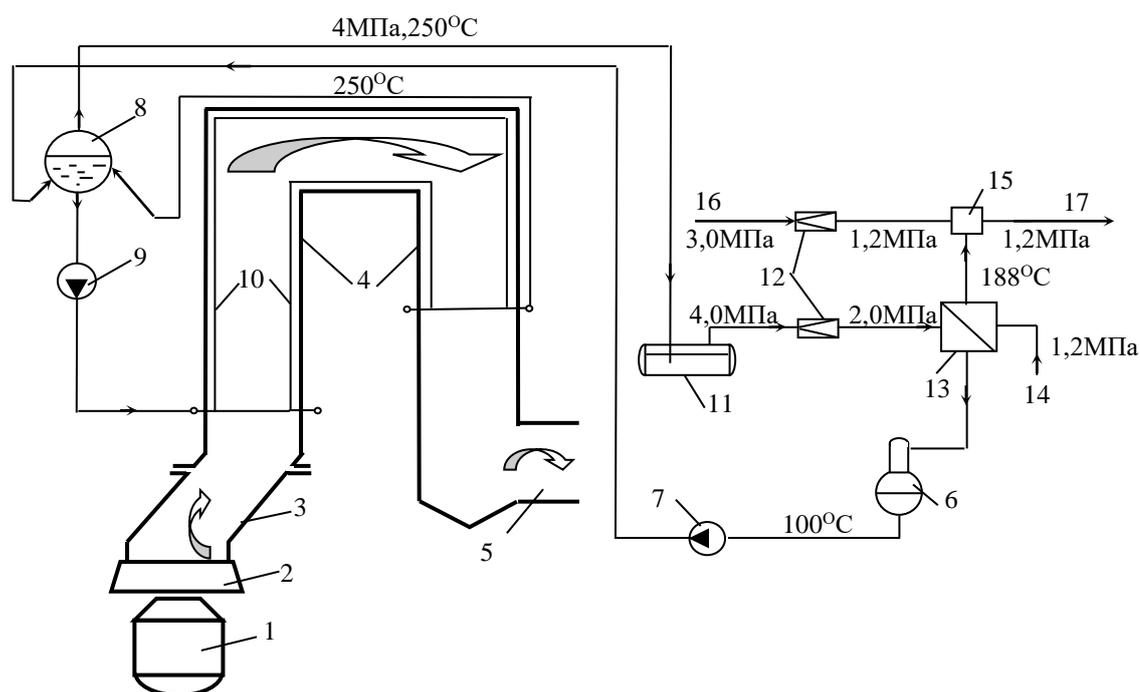
Рисунок 2.3 – Принципиальная схема радиационно-конвективного ОКГ

Выработка пара в ОКГ происходит периодически в соответствии с периодичностью выхода конвертерного газа, что создает проблемы использования пара. Периодичность выхода конвертерного газа исключает возможность перегрева пара. Сложность эксплуатации таких ОКГ создают также конвективные поверхности нагрева, которые забиваются пылью, что приводит к дополнительным газодинамическим сопротивлениям в тракте.

Загрязнение поверхностей нагрева пылью снижает теплоотдачу от газов к воде и уменьшает эффективность поверхностей нагрева.

В связи с этим, при отводе газа из конвертера без дожигания, т.е. когда используется только физическая теплота газа, которая не превышает 20% от общей энергии газа, конвективные поверхности нагрева в ОКГ не устанавливаются.

Принципиальная схема ОКГ без конвективных поверхностей, т.е. радиационного ОКГ, представлена на рисунке 2.4.



1 – конвертер; 2 –уплотнитель зазора между горловиной конвертера и кессоном; 3 – кессон; 4 – газоход котла; 5 – газоход на газоочистку; 6 – деаэратор; 7 – питательный насос; 8 – барабан-сепаратор; 9 – циркуляционный насос; 10 – радиационные испарительные поверхности нагрева; 11 – аккумулятор пара (теплоаккумулятор); 12 – редукционные установки; 13 – паропреобразователь; 14 – подача питательной воды 1,2МПа; 15 – смеситель пара; 16 – стабилизирующий поток пара; 17 – выход пара к потребителю

Рисунок 2.4 – Принципиальная схема радиационного ОКГ и тепловая схема, стабилизирующая выработку пара

Проблема периодичности выработки пара здесь решается путем аккумуляции пара в теплоаккумуляторе. Схема использования пара в этом случае предусматривает следующие стадии его преобразования:

а) Периодическая зарядка аккумулятора паром 4МПа, выходящего из барабана котла во время выхода конверторного газа, т.е. в период генерации пара.

б) Непрерывная выдача пара из теплоаккумулятора в паропреобразователь, которая достигается путем дросселирования пара с 4МПа до 2МПа.

в) Испарение дросселированным паром 2МПа в паропреобразователе питательной воды давлением 1,2МПа. В результате получается насыщенный пар 1,2МПа, который направляется к потребителю. При необходимости стабилизации расхода пара, поступающего к потребителю, подается дополнительный стабилизирующий поток пара от постороннего источника.

г) Конденсат использованного в паропреобразователе пара ОКГ после деаэрации направляется в барабан котла в качестве питательной воды.

3 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

3.1 Общие положения методики поверочного теплового расчета

При выборе котла-утилизатора из числа серийно выпускаемых котлов (по каталогам) определяющими характеристиками отходящих газов для выбора котла являются температура газов и их количество. Эти параметры для конкретных технологических печей и агрегатов могут не совпадать с номинальными значениями для котлов-утилизаторов, указанных в каталоге (см. приложение А), что требует дополнительного расчета котла-утилизатора, уточняющего выход и температуру перегретого пара в конкретных условиях. Такой расчет называется поверочным.

В основу поверочного расчета положен расчет теплоотдачи от газов к воде пароводяной смеси или пару для отдельных поверхностей нагрева котла. Выполняется такой расчет последовательно от одной поверхности

нагрева к другой по ходу движения газов. В соответствии с этим расчет, после выбора серийного котла по каталогу, начинается с первой по ходу газа секции поверхностей нагрева. Температура газа на входе в первую секцию t'_{OG1} известна из характеристики работы технологической печи или агрегата и задается технологами $t_{OG}^H = t'_{OG1}$, а на выходе принимается t''_{OG1} . Для второй секции температура газа на входе равна вычисленной температуре газа на выходе из первой секции $t''_{OG1} = t'_{OG2}$, а температура газа на выходе из второй секции принимается t''_{OG2} и т.д. Таким образом, просчитываются все поверхности нагрева от входа газа в котел-утилизатор до выхода из него.

Для одной (i-той) секции поверхности нагрева количество теплоты Q_i , переданной отходящими газами воде, пароводяной смеси или пару, определяется уравнением теплопередачи

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

где k_i - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

F_i - площадь поверхности нагрева, м²;

$\overline{\Delta t_i}$ - среднелогарифмический температурный напор, °С.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

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

где α_{Σ} - суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением к поверхности нагрева со стороны отходящих газов, Вт/м²·К;

δ - толщина стенок труб поверхности нагрева, м;

λ - коэффициент теплопроводности материала стенок труб, Вт/м²;

$\alpha_{B,ПВ,П}$ - коэффициент теплоотдачи от стенок труб к воде, пароводяной смеси или пару, Вт/м²·К;

γ - тепловое сопротивление отложений на трубах поверхности нагрева со стороны отходящих газов, м²·К/Вт.

Тепловое сопротивление отложений, вызванное загрязненностью

отходящих газов, составляют ($\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$): для мартеновских печей – 0,003 (при кислородной продувке – 0,005); для сталеплавильных конвертеров – 0,01; для нагревательных печей – 0.

При определении коэффициента теплопередачи тепловым сопротивлением стенок труб поверхностей нагрева δ / λ и тепловым сопротивлением теплоотдачи от стенок труб к воде и пароводяной смеси $1 / \alpha_{\text{в,пв}}$ обычно пренебрегают, т.к. их значения существенно меньше $1 / \alpha_{\Sigma}$. В соответствии с этим формула (3.2) принимает вид:

- для экономайзера и испарительных поверхностей нагрева

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

- для пароперегревателя

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

Энтальпия отходящих газов за рассчитываемой секцией поверхности нагрева $i''_{\text{ог}i}$ определяется выражением, полученным из уравнения теплового баланса секции

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

где $i'_{\text{ог}i}$ - энтальпия отходящих газов перед поверхностью нагрева, $\text{кДж} / \text{м}^3$;

$V_{\text{ог}}$ - расход отходящих газов при нормальных условиях, $\text{м}^3 / \text{с}$;

ζ - коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты отходящих газов в окружающую среду ($\zeta = 0,9 \div 0,95$).

Энтальпии отходящих газов по их температуре и температура газов по энтальпии определяются по предварительно рассчитанной it -диаграмме. Расчет температуры отходящих газов за поверхностью нагрева ведется методом последовательного приближения. Значения принятой и полученной в результате расчета температуры $t''_{\text{ог}i}$ должны отличаться не

более чем на 5%.

Конечная температура отходящих газов за котлом-утилизатором t_{OG}^K определяется в результате расчета последней по ходу газа секции поверхностей нагрева $t_{OGi}'' = t_{OG}^K$.

Количество утилизированной теплоты отходящих газов в котле на выработку пара определяется тепловым балансом котла-утилизатора

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

где D_{KV} - паропроизводительность котла-утилизатора, кг/с;

i_{III} , i_{IV} , i' - соответственно, энтальпии перегретого пара, питательной воды и воды при температуре насыщения для давления получаемого пара, кДж/кг;

p - величина продувки, %.

В уравнении (3.6) после расчета конечной температуры отходящих газов t_{OG}^K остаются неизвестными значения паропроизводительности котла D_{KV} и энтальпии перегретого пара i_{III} . Значения D_{KV} и i_{III} связаны между собой уравнением теплового баланса пароперегревателя

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

где $Q_{(III)}$ - количество теплоты, полученной паром в пароперегревателе, кВт;

$i'_{OG(III)}$, $i''_{OG(III)}$ - энтальпии отходящих газов до и после пароперегревателя, кДж/м³;

i'' - энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг.

Энтальпия перегретого пара определяется путем совместного решения уравнений (3.6) и (3.7)

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

Температура перегретого пара t_{III} определяется по таблицам водяного пара в соответствии с полученным по формуле (3.8) значением энтальпии перегретого пара i_{III} . Расхождение между значениями ранее принятой температуры перегретого пара и полученной в результате

расчета не должно превышать 5%. В противном случае расчет необходимо повторить, начиная с расчета пароперегревателя.

Паропроизводительность котла-утилизатора определяется по окончательному значению энтальпии перегретого пара

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

Поверочный расчет может выполняться в комбинации с конструкторским для определения площади дополнительных поверхностей нагрева и возможности их размещения в газоходе котла с целью повышения эффективности работы котла: увеличения паропроизводительности, более глубокого охлаждения отходящих газов, повышение температуры перегретого пара и проч.

Во всех случаях конкретизация методики расчета и последовательность теплового расчета решается индивидуально в соответствии с конкретной конструкцией котла-утилизатора.

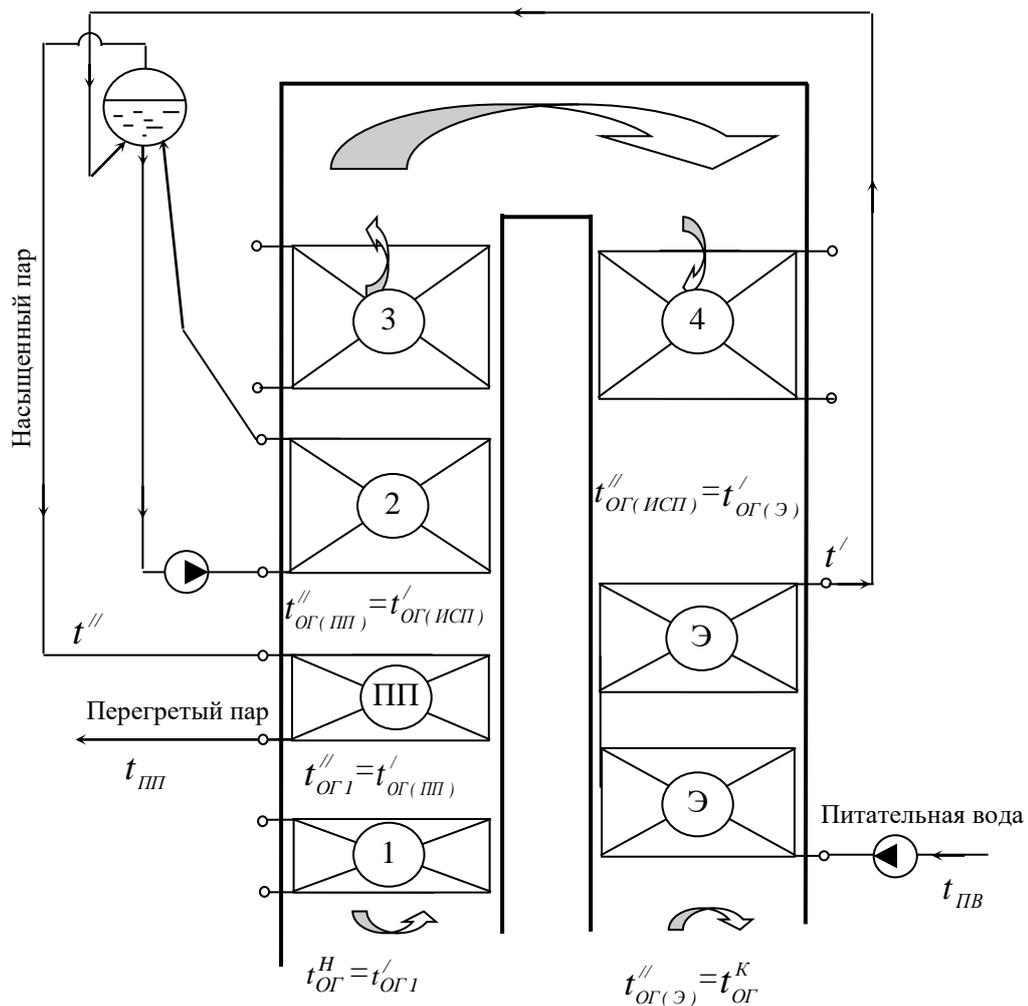
3.2 Поверочный тепловой расчет водотрубного конвективного котла-утилизатора

Методика теплового расчета иллюстрируется на примере расчета котла-утилизатора КУ-125, установленного за методической нагревательной печью. Расчетная схема котла-утилизатора представлена на рисунке 3.1. Варианты заданий для расчета приведены в приложении Б.

Исходные данные для расчета принимаются в соответствии с вариантом задания:

- а) Типоразмер котла – КУ-125.
- б) Расход отходящих газов при нормальных условиях – $V_{OG} = 120 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$.
- в) Температура отходящих газов перед котлом – $t_{OG}^H = 630^\circ\text{C}$.
- г) Доля подсасываемого воздуха по отношению к количеству отходящих газов, поступающих в котел – $\Delta\alpha_B = 0,05$.

- д) Объемный состав отходящих газов – $r_{CO_2}=11,0\%$; $r_{H_2O}=10,0\%$; $r_{O_2}=5,3\%$; $r_{N_2}=73,7\%$.
- е) Давление получаемого пара – $P_{ПП}=1,8\text{МПа}$.
- ж) Величина продувки (принимается в интервале $3 \div 8\%$) – $p=5\%$.
- з) Конструктивные характеристики котла в соответствии с типоразмером котла (см. приложение В) представлены в таблице 3.1.



1, 2, 3, 4 - секции испарительных поверхностей нагрева (1 - предвключенная секция); ПП – пароперегреватель; Э - экономайзер

Рисунок 3.1 – Расчетная схема котла-утилизатора

Таблица 3.1 – Конструктивные характеристики котла

Наименование характеристик	Испарительные секции				Пароперегреватель	Экономайзер
	1	2	3	4		
Площадь поверхности нагрева F , м ²	110	370	410	380	145	615
Площадь живого сечения для прохода газов f_{OG} , м ²	13,2	10,3	10,3	9,4	10,3	9,8
Площадь живого сечения для прохода пароводяной смеси, пара или воды $f_{ПВ}$, м ²	0,0276	0,0552	0,0552	0,0552	0,0552	0,0170
Диаметр труб (наружный/внутренний) $d_H/d_{ВН}$, мм	32/26					
Число рядов труб по ходу газов Z , ШТ.	12	20	22	22	8	2x20
Шаги труб: -по ширине пучка s_1 , мм -по глубине пучка s_2 , мм	172 70	86 70	86 70	86 70	86 70	90 70

Расчет it -диаграммы выполняется в интервале температур $100 \div 1000^\circ\text{C}$. Энтальпии отходящих газов i_{OG} при заданном составе газов и температурах в расчетном интервале определяются выражением (r_{CO_2} , r_{H_2O} , r_{O_2} , r_{N_2} подставляются в долях единицы)

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

где i_{CO_2} , i_{H_2O} , i_{O_2} , i_{N_2} - энтальпии соответствующих газов при заданной температуре t_{OG} в расчетном интервале температур, кДж/м³.

Результаты расчета it -диаграммы оформляются в виде таблицы (см. табл. 3.2) и представляются графиком (см. рис. 3.2).

В соответствии с заданной начальной температурой отходящих газов $t_{OG}^H = 630^\circ\text{C}$ энтальпия отходящих газов на входе в котел по it -диаграмме составит $i_{OG}^H = 916,4$ кДж/м³.

Принимаем, что количество отходящих газов, проходящих через секции поверхностей нагрева котла, одинаково и с учетом подсосов воздуха в среднем составит

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

Таблица 3.2 – Результаты расчета it -диаграммы (кДж/м³)

$t_{OG}, ^\circ\text{C}$	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_{OG}
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

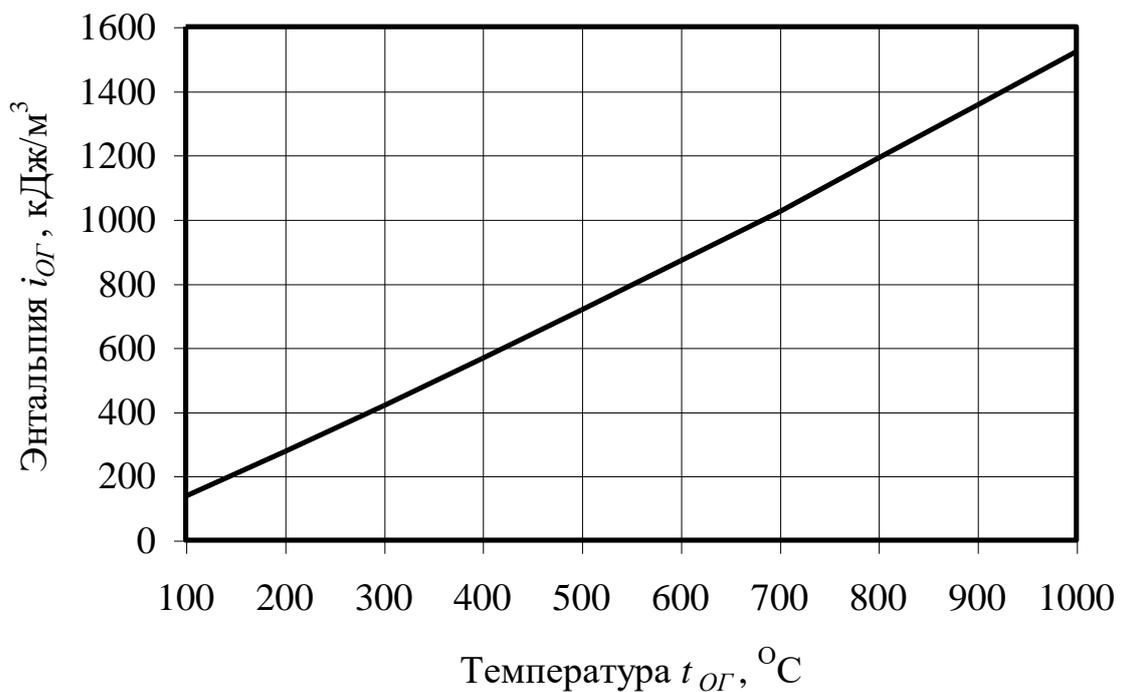


Рисунок 3.2 - It -диаграмма отходящих газов

Расчет предвключенной испарительной секции.

Среднелогарифмический температурный напор

$$\overline{\Delta t}_1 = \frac{(t'_{OG1} - t') - (t''_{OG1} - t')}{\ln \frac{t'_{OG1} - t'}{t''_{OG1} - t'}} = \frac{(630 - 207) - (550 - 207)}{\ln \frac{630 - 207}{550 - 207}} = 381,6 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.12)$$

где t'_{OG1} - температура отходящих газов перед секцией $t'_{OG1}=t'_{OG}^H$;

t' - температура пароводяной смеси в испарительной поверхности нагрева, равная температуре насыщения $t'=207^\circ\text{C}$ при давлении 1,8МПа (см. приложение Г);

t''_{OG1} - температура отходящих газов за секцией, принимается $t''_{OG1}=550^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов

$$\overline{t_{OG1}} = 0,5 \cdot (t'_{OG1} + t''_{OG1}) = 0,5 \cdot (630 + 550) = 590^\circ\text{C}. \quad (3.13)$$

Действительный расход отходящих газов

$$\overline{V_{OG1}} = \overline{V_{OG}} \cdot \frac{\overline{t_{OG1}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{590 + 273}{273} = 108,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.14)$$

Средняя скорость отходящих газов

$$\overline{W_{OG1}} = \frac{\overline{V_{OG1}}}{f_{OG1}} = \frac{108,1}{13,2} = 8,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.15)$$

По графикам (см. приложение Д) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от отходящих газов к конвективному пучку труб секции

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

где α_0 - коэффициент теплоотдачи, определяемый по графику (а):

- при $\overline{W_{OG1}}=8,2$ м/с и $d_H=32$ мм - $\alpha_0=74,0$ Вт/(м²·К);

k_z, k_s, k_t -поправочные коэффициенты, определяемые соответственно по графикам (б, в, г):

- при $z=12$ - $k_z=0,97$;

- при $s_1/d_H=172/32=5,38$ и $s_2/d_H=70/32=2,19$ - $k_s=1,24$;

- при $\overline{t_{OG1}}=590^\circ\text{C}$ и $r_{H_2O}=10,0\%$ - $k_t=0,99$.

Эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формулам:

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

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

Для предвключенной секции $(s_1 + s_2)/d_H = (172+70)/32 = 7,56 > 7$, поэтому эффективную толщину излучающего слоя газов рассчитаем по формуле (3.18)

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

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,355 = 0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}; \quad (3.19)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,355 = 0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}, \quad (3.20)$$

где P_{CO_2} , $P_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальные давления излучающих газов, численно равные объемным концентрациям газов $P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} = 0,11 \text{ ат}$, $P_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1 \text{ ат}$;

0,0981 – переводной коэффициент, МПа/ат.

Степень черноты отходящих газов определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{ог}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,085 + 0,078 \cdot 1,084 = 0,170, \quad (3.21)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – степени черноты CO_2 и H_2O , определяемые по графикам приложений Е и Ж:

- при $\overline{t_{\text{ог1}}} = 590^\circ\text{C}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00383 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,085$;

- при $\overline{t_{\text{ог1}}} = 590^\circ\text{C}$ и $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,078$;

β – поправочный коэффициент, определяемый по графикам приложения З:

- при $P_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ и $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00348 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,084$.

Эффективная степень черноты стенок труб определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{эф.ст}} = (1 + \varepsilon_{\text{ст}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9 \quad (3.22)$$

где $\varepsilon_{\text{ст}}$ – степень черноты стенок труб (принимается $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$).

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной температуре пароводяной смеси $t_{\text{ст}} = t' = 207^\circ\text{C}$) определяется по формуле

$$\varepsilon_{\text{ог}}^{\text{ст}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,071 + 0,11 \cdot 1,084 = 0,190, \quad (3.23)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – степени черноты CO_2 и H_2O , определяемые по

графикам приложений Е и Ж:

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

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

β - поправочный коэффициент, определяемый по графикам приложения 3:

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

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам определяется по формуле

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ЭФ.СТ}} \cdot \left[\varepsilon_{\text{ог}} \cdot \left(\frac{\overline{t_{\text{ог1}} + 273}}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{ог}}^{\text{СТ}} \cdot \left(\frac{t_{\text{СТ}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{\text{ог1}} + 273}) - (t_{\text{СТ}} + 273)} = \quad (3.24)$$

$$= \frac{5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[0,170 \cdot \left(\frac{590 + 273}{100} \right)^4 - 0,190 \cdot \left(\frac{207 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(590 + 273) - (207 + 273)}$$

$$= 11,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, $c_0=5,67\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от газов к трубам предвключенной испарительной секции составит

$$\alpha_{\Sigma 1} = \alpha_{\text{к1}} + \alpha_{\text{изл}} = 88,1 + 11,2 = 99,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (3.25)$$

При работе котла-утилизатора за методической печью, т.е. на незагрязненных газах, тепловое сопротивление отложений на стенках труб $\gamma=0$ (см. формулу 3.3), поэтому

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

Количество теплоты, переданной отходящими газами пароводяной смеси, составит

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

Энтальпия газов на выходе из секции составит

$$i''_{OG1} = i'_{OG1} - (Q_1 / \overline{V_{OG}} \cdot \zeta) = 916,4 - (4168,2 / 34,2 \cdot 0,95) = 788,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (3.27)$$

Температура отходящих газов на выходе из секции в соответствии с $i''_{OG1} = 788,1 \text{кДж/м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{OG1} = 546^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятой ранее и полученной в результате расчета температурами газа на выходе из секции, составит

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

что удовлетворяет условию расчета методом последовательного приближения.

Расчет пароперегревателя.

Среднелогарифмический температурный напор

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

где $t'_{OG(III)}$ - температура отходящих газов перед пароперегревателем $t'_{OG(III)} = t''_{OG1} = 546^\circ\text{C}$;

t'' - температура насыщенного пара на входе в пароперегреватель, равная температуре насыщения t' при давлении 1,8МПа (см. приложение Г) $t'' = t' = 207^\circ\text{C}$;

t_{III} - температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя, принимается в первом приближении в соответствии с номинальными характеристиками котла-утилизатора (см. приложение А) и с учетом фактической температуры газа на входе в котел, т.е., если температура газа ниже номинальной, то температуру перегретого пара по сравнению с номинальным значением можно уменьшить, $t_{III} = 340^\circ\text{C}$;

$t''_{OG(III)}$ - температура отходящих газов за пароперегревателем, принимается $t''_{OG(III)} = 490^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов

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

Действительный расход отходящих газов

$$\overline{V_{OG(III)}} = \overline{V_{OG}} \cdot \frac{\overline{t_{OG(III)}} + 273}{273} = 34,2 \cdot \frac{518 + 273}{273} = 99,1 \frac{M^3}{c}. \quad (3.30)$$

Средняя скорость отходящих газов

$$\overline{W_{OG(III)}} = \frac{\overline{V_{OG(III)}}}{\overline{f_{OG(III)}}} = \frac{99,1}{10,3} = 9,6 \frac{M}{c}. \quad (3.31)$$

По графикам (см. приложение Д) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к конвективному пучку труб пароперегревателя

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

- при $\overline{W_{OG(III)}} = 9,6$ м/с и $d_H = 32$ мм – $\alpha_0 = 81,0$ Вт/м²·К;

- при $z = 8$ – $k_z = 0,96$;

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

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

Для пароперегревателя $(s_1 + s_2)/d_H = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, поэтому эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается по формуле (3.17)

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

Произведения парциальных давлений CO₂ и H₂O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{CO_2} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Степень черноты отходящих газов составит

$$\varepsilon_{OG} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,065 + 0,050 \cdot 1,088 = 0,119$$

- при $\overline{t_{OG(III)}} = 518^\circ\text{C}$ и $P_{CO_2} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2} = 0,065$;

- при $\overline{t_{OG(III)}} = 518^\circ\text{C}$ $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O} = 0,050$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{\text{ЭФ}} = 0,00158$ МПа·м – $\beta = 1,088$.

Эффективная степень черноты стенок труб составит

$$\varepsilon_{\text{ЭФ. СТ}} = (1 + \varepsilon_{\text{СТ}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной средней температуре пара в пароперегревателе $t_{CT} = (t'' + t_{III})/2 = (207+340)/2 = 273,5^{\circ}C$) составит

$$\varepsilon_{OG}^{CT} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} = 0,058 + 0,064 \cdot 1,088 = 0,128,$$

- при $t_{CT} = 273,5^{\circ}C$ и $P_{CO_2} \cdot s_{ЭФ} = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{CO_2} = 0,058$;

- при $t_{CT} = 273,5^{\circ}C$ и $P_{H_2O} \cdot s_{ЭФ} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{H_2O} = 0,064$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981 \text{ МПа}$ и $P_{H_2O} \cdot s_{ЭФ} = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\beta = 1,07$.

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам составит

$$\alpha_{изл(III)} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{ЭФ.СТ} \cdot \left[\varepsilon_{OG} \cdot \left(\frac{t_{OG(III)} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{OG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{OG(III)} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.32)$$

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

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

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от отходящих газов к трубам пароперегревателя составит

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

В соответствии с формулой (3.4) при $\gamma = 0$ коэффициент теплопередачи составит

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

где α_{II} - коэффициент теплоотдачи от стенок труб пароперегревателя к пару (см. приложение И), $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

Количество теплоты, переданной отходящими газами пару, составит

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

Энтальпия газов на выходе из пароперегревателя составит

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

Температура отходящих газов на выходе из пароперегревателя в соответствии с $i''_{OG(III)} = 707,3 \text{кДж/м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{OG(III)} = 493^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятой ранее и полученной в результате расчета температурами газа на выходе из пароперегревателя, составит

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

Расчет испарительных секций.

Испарительные секции поверхностей нагрева 2, 3 и 4 рассчитываются совместно. Суммарная площадь поверхности нагрева составит

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

Среднеарифметический температурный напор составит

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

где $t'_{OG(ИСП)}$ - температура отходящих газов перед испарительными секциями $t'_{OG(ИСП)} = t''_{OG(III)}$;

$t''_{OG(ИСП)}$ - температура отходящих газов за испарительными секциями, принимается $t''_{OG(ИСП)} = 245^\circ\text{C}$.

Средняя температура отходящих газов

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

Действительный расход отходящих газов

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

Средняя скорость отходящих газов

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

По графикам (см. приложение Д) определяем коэффициент

теплоотдачи конвекцией от отходящих газов к конвективным пучкам труб испарительных секций

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

- при $\overline{W_{ог(исп)}} = 7,8$ м/с и $d_H = 32$ мм – $\alpha_0 = 72,0$ Вт/(м²·К);

- при $z = 22$ – $k_z = 0,98$;

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

- при $\overline{t_{ог(исп)}} = 369$ °С и $r_{H_2O} = 10,0\%$ – $k_t = 1,0$.

Значение α_0 и поправочных коэффициентов (k_z, k_s, k_t) определяются по конструктивным характеристикам испарительной секции 3, занимающей среднее положение в газоходе котла для рассчитываемых испарительных секций. В соответствии с этим для испарительных секций $(s_1 + s_2)/d_H = (86 + 70)/32 = 4,88 < 7$, поэтому эффективную толщину излучающего слоя газов рассчитаем по формуле (3.17)

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

Произведения парциальных давлений CO₂ и H₂O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

$$P_{CO_2} \cdot s_{эф} = 0,0981 \cdot 0,11 \cdot 0,161 = 0,00174 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$P_{H_2O} \cdot s_{эф} = 0,0981 \cdot 0,10 \cdot 0,161 = 0,00158 \text{ МПа} \cdot \text{м}.$$

Степень черноты отходящих газов определяется по формуле

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

- при $\overline{t_{ог(исп)}} = 369,0$ °С и $P_{CO_2} \cdot s_{эф} = 0,00174$ МПа·м – $\varepsilon_{CO_2} = 0,060$;

- при $\overline{t_{ог(исп)}} = 369,0$ °С и $P_{H_2O} \cdot s_{эф} = 0,00158$ МПа·м – $\varepsilon_{H_2O} = 0,058$;

- при $P_{CO_2} = r_{CO_2} = 0,0981 \cdot 0,1 = 0,00981$ МПа и $P_{H_2O} \cdot s_{эф} = 0,00158$ МПа·м – $\beta = 1,088$.

Эффективная степень черноты стенок труб определяется по формуле

$$\varepsilon_{эф.ст} = (1 + \varepsilon_{ст}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной температуре пароводяной смеси $t_{ст} = t' = 207$ °С) определяется по формуле

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

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

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

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

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам испарительных секций определяется по формуле

$$\alpha_{изл(исп)} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\Delta\Phi, CT} \cdot \left[\varepsilon_{OG} \cdot \left(\frac{t_{OG(исп)} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{OG}^{CT} \cdot \left(\frac{t_{CT} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{OG(исп)} + 273) - (t_{CT} + 273)} = \quad (3.41)$$

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

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

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от газов к трубам испарительных секций составит

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

Коэффициент теплопередачи составит

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

Количество теплоты, переданной отходящими газами пароводяной смеси, составит

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

Энтальпия газов на выходе из секции составит

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

Температура отходящих газов на выходе из испарительных секций в соответствии с $i''_{OG(исп)} = 341,0 \text{ кДж}/\text{м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{OG(исп)} = 245^\circ\text{C}$.

Расхождение между значениями, принятой ранее и полученной в результате расчета температурами газа на выходе из испарительных секции, составит

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

Расчет экономайзера.

Среднелогарифмический температурный напор

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

где $t'_{OG(\varepsilon)}$ - температура отходящих газов перед экономайзером
 $t'_{OG(\varepsilon)} = t''_{OG(исп)} = 245^{\circ}C$;

$t_{ПВ}$ - температура питательной воды (при атмосферной деаэрации принимается $t_{ПВ} = 100^{\circ}C$);

$t''_{OG(\varepsilon)}$ - температура отходящих газов за экономайзером, принимается $t''_{OG(\varepsilon)} = 190^{\circ}C$.

Средняя температура отходящих газов

$$\overline{t_{OG(\varepsilon)}} = 0,5 \cdot (t'_{OG(\varepsilon)} + t''_{OG(\varepsilon)}) = 0,5 \cdot (245 + 190) = 217,5^{\circ}C. \quad (3.46)$$

Действительный расход отходящих газов

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

Средняя скорость отходящих газов

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

По графикам (см. приложение Д) определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к конвективным пучкам труб экономайзера

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

- при $\overline{W_{OG(\varepsilon)}} = 6,3$ м/с и $d_H = 32$ мм - $\alpha_0 = 68,0$ Вт/м²·К;

- при $z = 20$ - $k_z = 0,975$;

- при $s_1/d_H = 90/32 = 2,8$ и $s_2/d_H = 70/32 = 2,19$ - $k_s = 1,125$;

- при $\overline{t_{OG(\varepsilon)}} = 217,5^{\circ}C$ и $r_{H_2O} = 10,0\%$ - $k_t = 1,01$.

Для экономайзера $(s_1 + s_2)/d_H = (90 + 70)/32 = 5,0 < 7$, поэтому эффективная толщина излучающего слоя газов рассчитывается

по формуле (3.17)

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

Произведения парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную толщину излучающего слоя составят:

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

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

Степень черноты отходящих газов составит

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

- при $\overline{t_{\text{ог}(\text{э})}} = 217,5^\circ\text{C}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058$;

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

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

Эффективная степень черноты стенок труб составит

$$\varepsilon_{\text{эф.ст}} = (1 + \varepsilon_{\text{ст}}) / 2 = (1 + 0,8) / 2 = 0,9.$$

Степень черноты отходящих газов при температуре стенок труб (температура стенок труб принимается равной средней температуре воды в экономайзере $t_{\text{ст}} = (t' + t_{\text{пв}}) / 2 = (207 + 100) / 2 = 153,5^\circ\text{C}$) составит

$$\varepsilon_{\text{ог}}^{\text{ст}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,058 + 0,075 \cdot 1,086 = 0,139,$$

- при $t_{\text{ст}} = 153,5^\circ\text{C}$ и $P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00181 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058$;

- при $t_{\text{ст}} = 153,5^\circ\text{C}$ и $P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{эф}} = 0,00165 \text{ МПа} \cdot \text{м}$ – $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,075$;

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

Коэффициент теплоотдачи излучением от газов к трубам составит

$$\alpha_{\text{изл}(\text{э})} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{эф.ст}} \cdot \left[\varepsilon_{\text{ог}} \cdot \left(\frac{\overline{t_{\text{ог}(\text{э})}} + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{ог}}^{\text{ст}} \cdot \left(\frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\overline{t_{\text{ог}(\text{э})}} + 273) - (t_{\text{ст}} + 273)} = \quad (3.49)$$

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

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

Суммарный коэффициент теплоотдачи (конвекцией и излучением) от отходящих газов к трубам экономайзера составит

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

Коэффициент теплопередачи составит

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

Количество теплоты, переданной отходящими газами воде, составит

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

Энтальпия газов на выходе из экономайзера составит

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

Температура отходящих газов на выходе из экономайзера в соответствии с $i''_{\text{ог}(\text{э})} = 252,1 \text{ кДж}/\text{м}^3$ по it -диаграмме составит $t''_{\text{ог}(\text{э})} = 183^\circ\text{С}$.

Расхождение между значениями, принятой ранее и полученной в результате расчета температурами газа на выходе из экономайзера, составит

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

Расчет температуры перегретого пара и паропроизводительности котла.

В соответствии с формулой (3.8) энтальпия перегретого пара составит

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

где $i_{\text{ог}}^{\text{K}}$ - энтальпия отходящих газов за котлом утилизатором, $i_{\text{ог}}^{\text{K}} = i''_{\text{ог}(\text{э})}$.

Температура перегретого пара $t_{\text{пп}}$ определяется по таблицам водяного пара (см. приложение К) в соответствии с полученным значением энтальпии перегретого пара $i_{\text{пп}}$. Температура перегретого пара на выходе из пароперегревателя по таблицам водяного пара при $i_{\text{пп}} = 3128,2 \text{ кДж}/\text{кг}$ составила $t_{\text{пп}} = 346^\circ\text{С}$.

Расхождение между значениями, ранее принятой (см. стр. 24) и полученной в результате расчета температурами перегретого пара,

составило

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

что удовлетворяет условию расчета методом последовательного приближения.

Паропроизводительность котла-утилизатора в соответствии с формулой (3.9) составила

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

где $Q_{(ПП)}$ - количество теплоты, переданной отходящими газами пару в пароперегревателе (см. стр. 26).

Коэффициент полезного действия котла-утилизатора составил

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

где $i_{ПВ}$ - энтальпия питательной воды, принимается 420,0 кДж/кг.

Часовая экономия топлива в соответствии с формулой (1.3) составила

$$B_{э} = 0,034 \cdot V_{OG} \cdot i_{OG}^H \cdot \eta_{KV} / \eta_{ТПК} = 0,034 \cdot 120000 \cdot 916,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,7 / 0,9 = (3.53) \\ = 2908 \text{ кг у.т.} ,$$

где $\eta_{ТПК}$ - к.п.д. замещенного котлом-утилизатором топливного парового котла, принимается 0,9.

Результаты поверочного теплового расчета котла-утилизатора сводятся в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты поверочного теплового расчета котла-утилизатора

Наименование показателей	Обозначение	Величина
1	2	3
Температура отходящих газов перед котлом, °С	t_{OG}^H	630
Температура отходящих газов за предвключенной испарительной секцией, °С	t_{OG1}''	546
Температура отходящих газов за пароперегревателем, °С	$t_{OG(ПП)}''$	493

Продолжение таблицы 3.3

1	2	3
Температура отходящих газов за испарительными поверхностями нагрева, °С	$t_{ог(исп)}^{//}$	245
Температура отходящих газов за экономайзером (на выходе из котла), °С	$t_{ог}^k$	183
Паропроизводительность котла, т/ч	$D_{ку}$	28,5
Параметры перегретого пара -давление, МПа -температура, °С	$P_{пп}$ $t_{пп}$	1,8 346
Коэффициент полезного действия котла, %	$\eta_{ку}$	70
Часовая экономия топлива, кг у.т.	$B_{э}$	2908

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплоэнергетика металлургических заводов: Учебник для вузов / Ю.И. Розенгарт, З.А. Мурадова, Б.З. Теворовский 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. Семенов, 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.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Классификация котлов-утилизаторов.....	4
2 Конструкции основных типов котлов-утилизаторов.....	6
2.1 Газотрубные конвективные котлы-утилизаторы.....	6
2.2 Водотрубные конвективные котлы-утилизаторы.....	8
2.3 Охладители конвертерных газов (ОКГ).....	10
3 Тепловой расчет котла-утилизатора.....	13
3.1 Общие положения методики поверочного теплового расчета.....	13
3.2 Поверочный тепловой расчет водотрубного конвективного котла-утилизатора.....	17
Список литературы.....	34
Приложения.....	35

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Номинальные технические характеристики водотрубных конвективных котлов-утилизаторов

Наименование показателей	Типоразмер 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
Расход отходящих газов, тыс.м ³ /ч	60	60	80	80	100	100	125	125	150
Температура отходящих газов, °С									
-на входе в котел	650	850	650	850	850	850	850	850	850
-на выходе из котла	219	252	216	248	242	242	220	230	213
Паропроизводитель- ность, т/ч	13,8	19,0	18,4	25,8	33,9	32,6	42,4	40,8	50,5
Параметры перегретого пара									
-давление, 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

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Варианты заданий для поверочного теплового расчета водотрубного конвективного котла-утилизатора

№ варианта	Типо-размер котла	Температура газов перед котлом $t_{OG}^H, ^\circ\text{C}$	Расход отходящих газов $V_{OG}, \text{тыс.м}^3/\text{ч}$	Объемный состав отходящих газов, %				Доля подсосываемого воздуха в котел $\Delta\alpha_b, \%$	Давление получаемого пара $P, \text{МПа}$
				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

№ варианта	Типо-размер котла	Температура газов перед котлом t_{OG}^H , °C	Расход отходящих газов V_{OG} , тыс.м ³ /ч	Объемный состав отходящих газов, %				Доля подсосываемого воздуха в котел $\Delta\alpha_v$, %	Давление получаемого пара P, МПа
				r_{CO_2}	r_{H_2O}	r_{O_2}	r_{N_2}		
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

ПРИЛОЖЕНИЕ В
Конструктивные характеристики водотрубных конвективных котлов-утилизаторов в соответствии с их типоразмерами

Наименование характеристик	Типоразмер котла	Испарительные секции				Пароперегреватель		Экономайзер
		1	2	3	4	P=4,5МПа	P=1,8МПа	
Площадь поверхности нагрева 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 параллельно включенных змеевиков, 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
Площадь живого сечения для прохода газов f _{ог} , 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
Площадь живого сечения для прохода пароводяной смеси, пара или воды 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
Конструктивные характеристики одинаковые для всех типоразмеров котлов								
Диаметр труб (наружный/внутренний) d _н /d _{вн} , мм		32/26						
Число рядов труб по ходу газов Z, шт.		12	20	22	22	8	8	2x20 3x16*
Шаги труб:								
-по ширине пучка S ₁ , мм		172	86	86	86	86	86	90
-по глубине пучка S ₂ , мм		70	70	70	70	70	70	70

*/ для котла-утилизатора КУ-150

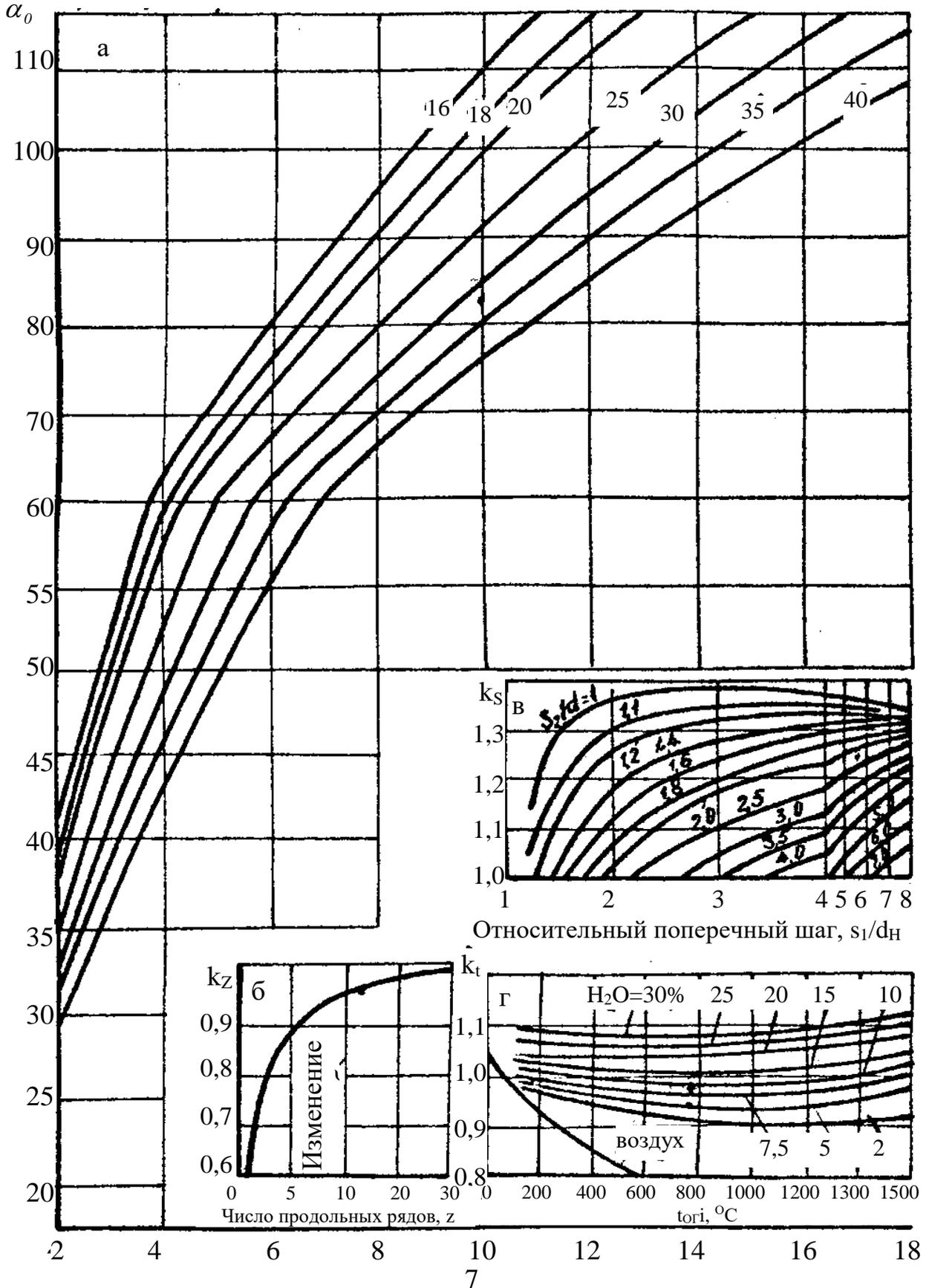
ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Энтальпии кипящей воды и сухого насыщенного пара

Давление Р, МПа	Температура кипения t' , °С	Энтальпия кипящей воды i' , кДж/кг	Энтальпия сухого насыщенного пара 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

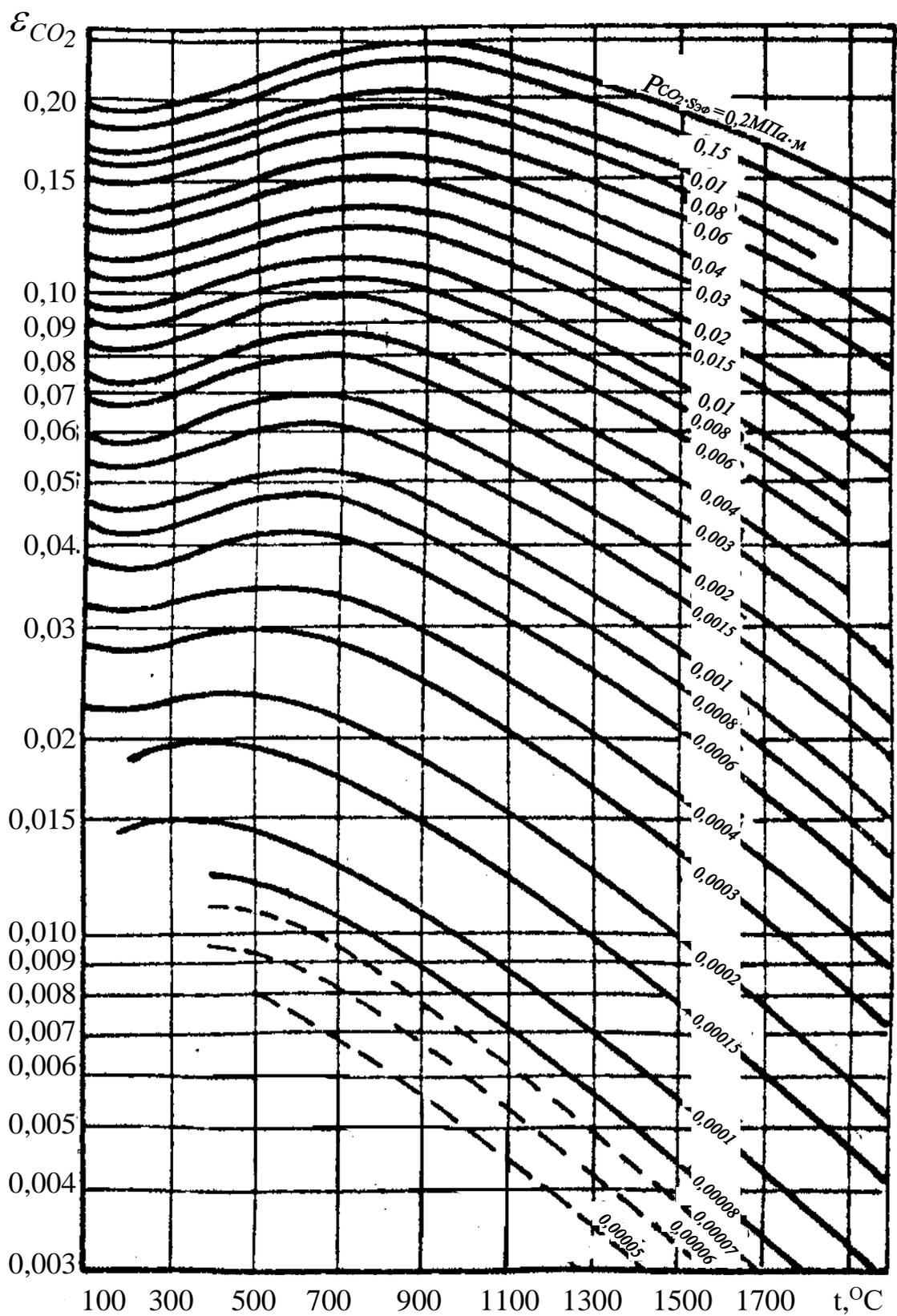
ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Номограммы для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией α_K
при поперечном обтекании газом гладкотрубного пучка труб при
шахматном расположении



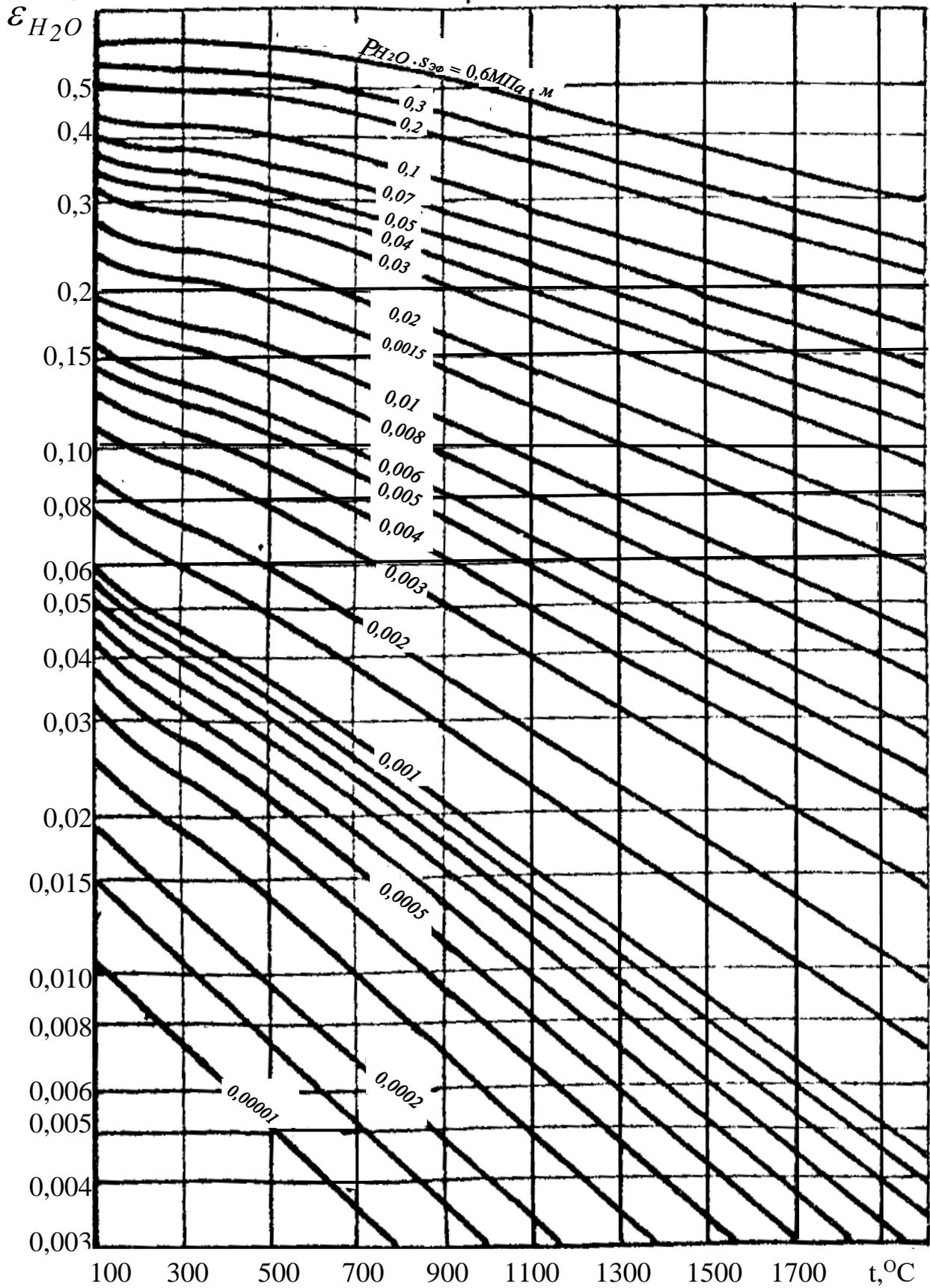
ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Графики для определения степени черноты CO_2 (ϵ_{CO_2})



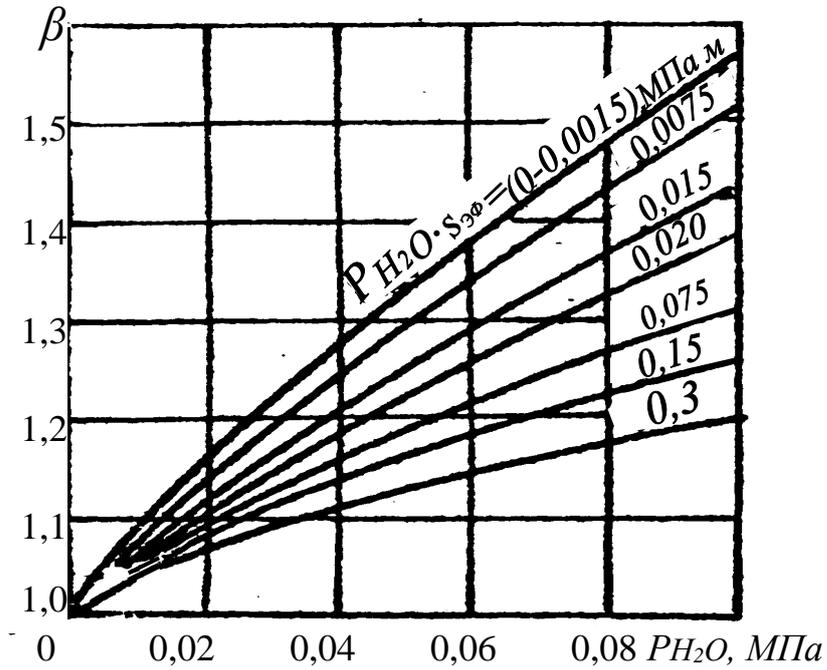
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Графики для определения степени черноты H_2O (ϵ_{H_2O})



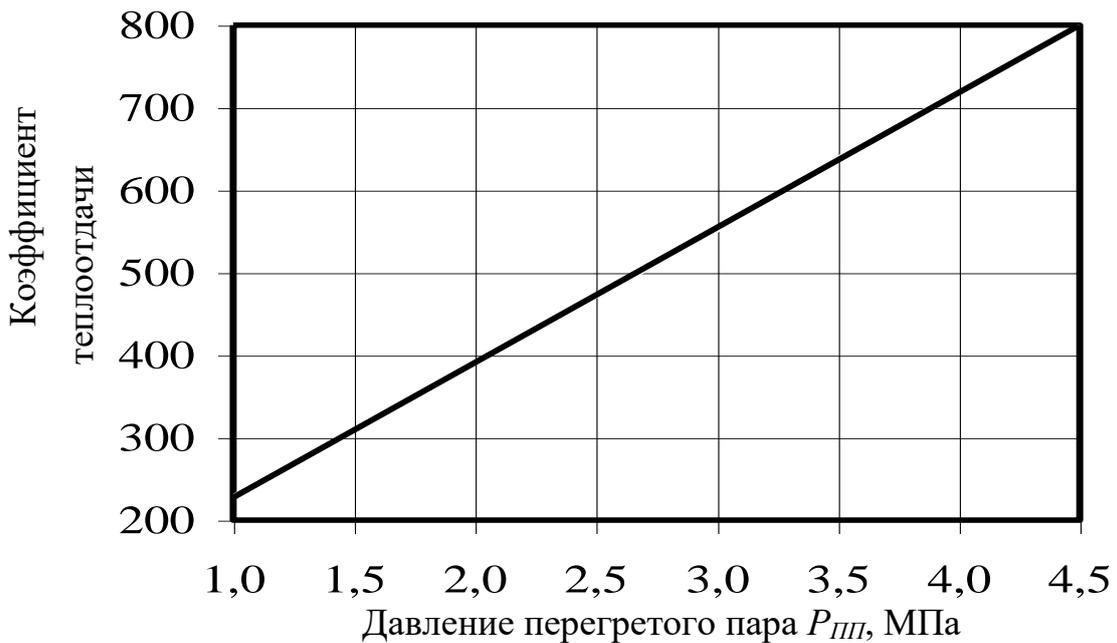
ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Графики для определения поправочного коэффициента β



ПРИЛОЖЕНИЕ И

Значения коэффициента теплоотдачи от стенок труб пароперегревателя к пару различных давлений при температуре перегретого пара $350 \div 450^\circ\text{C}$



ПРИЛОЖЕНИЕ К

Давление Р, МПа	Температура t, °С										
	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
Давление Р, МПа	Температура t, °С										
	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	