

УДК 621.036.7

А.В. ЕФИМОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.Л. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук; асс. НТУ «ХПИ»;
Л.В. ГОНЧАРЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»

СИСТЕМА ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВ, УХОДЯЩИХ ИЗ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

С целью осуществления объективной оценки эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива предлагается объединить котел и теплоутилизационные устройства в замкнутую техническую систему, выполнить ее расчетное исследование и оценить его результаты.

Ключевые слова: система «котел-теплоутилизаторы», глубокая утилизация теплоты, уходящие дымовые газы, конденсация водяного пара, методы тепловых расчетов, конструктивные схемы теплоутилизаторов, эффективность утилизационной технологии.

Введение. В настоящее время в отрасли коммунальной теплоэнергетики сложилась напряженная ситуация, обусловленная, с одной стороны, дефицитом и все возрастающей дороговизной топлива (природного газа и мазута), с другой – неудовлетворительным техническим состоянием оборудования, в частности, котельных установок, эксплуатируемых с низкими значениями коэффициентов полезного действия. В соответствии с этим проблема энергосбережения становится важным стратегическим направлением энергетической политики Украины [1].

Одним из путей решения этой проблемы является разработка технологий глубокой утилизации теплоты уходящих газов из котлов, в которых за счет снижения их температуры ниже температуры точки росы используется не только физическая теплота газов (около (7–8) %), но и теплота конденсации водяного пара, содержащегося в них (около 10 %). Внедрение таких технологий позволяет существенно (на 10–15 %) повысить эффективность использования теплового потенциала газообразного топлива и обеспечить его экономию, а также улучшить экологическую обстановку в районе расположения котельной за счет снижения выбросов в окружающую среду теплоты, оксидов азота и углекислоты. Такое повышение вполне реально, так как при температурах уходящих газов, имеющим место в отечественных котлах и находящихся на уровне (140–200) °С в номинальном режиме их эксплуатации, потери теплоты с уходящими газами составляют (16–18) % (при расчете по высшей теплоте сгорания топлива) и являются основной потерей теплоты в котельных агрегатах. К достоинствам теплоутилизационных технологий следует также отнести возможность использования конденсата в качестве подпиточной воды для котлов и систем теплоснабжения [2–4].

Состояние и актуальность проблемы. Разработка и практическая реализация теплоутилизационных технологий сопряжена с необходимостью решения ряда достаточно непростых проблем.

Утилизационные технологии, как правило, внедряются в процессе модернизации или реконструкции существующих котельных установок, используемых в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения. При этом выбор утилизационной схемы существенно зависит от стабильности годовой потребности предприятия в определенном виде низкопотенциального теплоносителя, полученного в процессе утилизации (горячей воды, горячего воздуха, конденсата), а также от наличия на предприятии необходимых объемов холодного теплоносителя. Это порождает большое

© А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко, 2013

разнообразие специально разработанных теплоутилизационных схем, критерием эффективности которых является коэффициент использования топлива (к.и.т.). Такое положение усложняет оценку степени совершенства теплоутилизационной технологии. Более рациональным представляется объединение котла и теплоутилизационных устройств в единую замкнутую систему. При этом с целью сохранения теплотехнических характеристик котельного агрегата на прежнем уровне расход топлива следует оставлять неизменным, а степень совершенства системы оценивать по такому общепринятому в котельной технике показателю как коэффициент полезного действия (КПД) и выработке дополнительной продукции (горячих воздуха и воды, конденсата).

Для обеспечения высокого качества нагреваемой воды в качестве теплоутилизаторов необходимо использовать рекуперативные теплообменные аппараты, поверхность которых сформирована из оребренных труб и термосифонов, пластинчатых и пластинчато-ребристых элементов, а также регенеративные теплообменные аппараты с промежуточным теплоносителем. Такие аппараты в настоящее время за рубежом и в Украине находят все более широкое применение в теплоутилизационных технологиях в связи с их высокой компактностью и надежностью в эксплуатации.

Из литературы [2, 5] известно, что для обеспечения защиты газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения наиболее эффективным способом является повышение температуры уходящих газов выше температуры точки росы путем их смешения с горячим воздухом. Поэтому при разработке теплоутилизационной системы необходимо предусмотреть возможность высокотемпературного нагрева необходимого для этой цели количества воздуха.

Отсутствие достоверных методов расчета теплообмена и массообмена в условиях конденсации водяного пара из парогазовых смесей с большим содержанием неконденсирующихся газов требует создания математических моделей как самой системы «котел–теплоутилизаторы», так и ее элементов – теплообменного оборудования конденсационного типа [6].

Постановка задачи. Для решения вышеперечисленных проблем и осуществления объективной оценки эффективности глубокой утилизации теплоты уходящих из котлов продуктов сгорания газообразного топлива предлагается объединить котел и теплоутилизационные аппараты в замкнутую техническую систему, выполнить ее расчетное исследование, оценить и проанализировать его результаты.

Изложение основного материала. В качестве объекта исследования рассмотрим систему «котел–КВП–КТА» для котельного агрегата, не имеющего в своем составе воздухоподогревателя. Принципиальная схема системы приведена на рис. 1.

Теплоутилизационная часть такой системы состоит из конденсационного воздухоподогревателя (КВП) и конденсационного теплообменного аппарата (КТА). В КВП происходит охлаждение всех продуктов сгорания топлива до точки росы без конденсации водяного пара и их части ниже точки росы с конденсацией водяного пара, в КТА осуществляется охлаждение ниже точки росы оставшейся части продуктов сгорания топлива с конденсацией водяного пара из них (чисто конденсационный режим теплообмена).

В качестве КВП предлагается использовать теплообменный аппарат с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем. Таким теплоносителем могут быть шары диаметром 0,004–0,015 м, изготовленные из стекла,

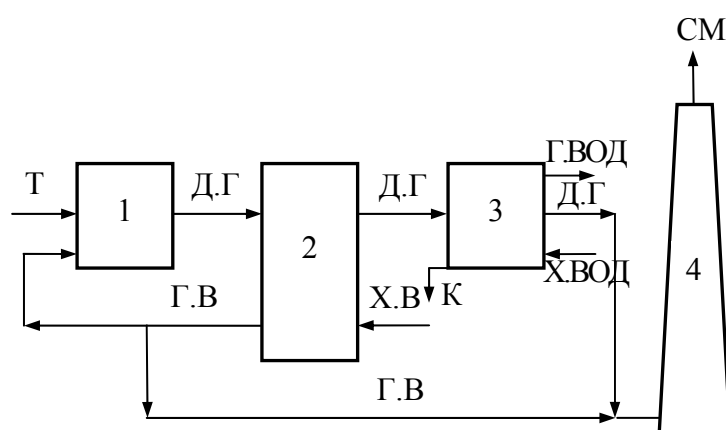


Рис. 1 – Принципиальная схема системы «котел – вращающийся КВП – КТА»:

1 – котел; 2 – КВП вращающегося типа; 3 – КТА;
4 – дымовая труба; Т – топливо; Д.Г – дымовые газы;
Х.В – холодный воздух; Г.В – горячий воздух;
Х.ВОД – холодная вода; Г.ВОД – горячая вода;
К – конденсат; СМ – газозвдушная смесь

керамики, графита, стали, чугуна, алюминия и т.п. Основным достоинством КВП такого типа является высокая компактность, так как удельная поверхность теплообмена в этом случае составляет $250\text{--}850\text{ м}^2/\text{м}^3$. Конструктивно воздухоподогреватель может быть как дробепоточным, так и вращающимся. Конструкция дробепоточного КВП приведена в работе [7], Воздухоподогреватель с промежуточным шарообразным теплоносителем обладает такими недостатками: относительно невысокая

надежность транспортных средств для перемещения теплоносителя и большой переток воздуха из воздушной зоны в газовую. Учитывая это, предлагается в качестве КВП использовать в системе пластинчатый теплообменный аппарат, предложенный авторами работы [8]. В этом случае на схеме, приведенной на рис. 1, позицией 2 следует обозначить КВП пластинчатого типа.

КТА поверхностного типа представляет собой пакет труб с невысокими ($0,001\text{--}0,002\text{ м}$) ребрами (интенсификаторами теплообмена) или гладкотрубный пакет, изготовленный из нержавеющей стали. Такая конструкция обусловлена, в первую очередь, высокими значениями коэффициентов теплопередачи, имеющими место при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива, которые, как показывают исследования авторов работ [2, 9], достигают ($250\text{--}450\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$).

Целесообразность применения системы с двумя теплоутилизационными аппаратами вместо одного, как это обычно принято, несмотря на увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловлена необходимостью решения ряда важных вопросов, возникающих при разработке теплоутилизационных технологий:

- нагрев воздуха для дутья, который используется непосредственно в котле стабильно в течение всего периода его эксплуатации и позволяет улучшить процесс горения топлива (как известно, использование нагретого в теплоутилизаторе теплоносителя в основном агрегате является наиболее эффективной и оптимальной утилизационной технологией);

- снижение расхода нагреваемой воды (так как потребность в ней может быть ограничена) за счет использования части утилизируемой теплоты для нагрева воздуха;

- обеспечение максимально возможной степени утилизации теплоты уходящих газов при отсутствии их байпаса;

- защита газоотводящего тракта и дымовой трубы от коррозии и разрушения путем смешения уходящих из теплоутилизаторов газов с горячим воздухом.

Решение поставленной задачи осуществлялось комплексно с привлечением вычислительной техники. На основе созданной математической модели были разработаны методы тепловых расчетов системы и ее элементов и пакет программ, выполнены расчеты и осуществлена обработка их результатов. Математическая модель

системы «котел–КВП–КТА» и метод ее теплового расчета подробно изложены в работах [6, 10]. Метод теплового расчета КВП с циркулирующим промежуточным шарообразным теплоносителем приведен в работе [7], КВП пластинчатого типа – в работе [10]. Метод теплового расчета КТА изложен в работе [11].

Тепловой расчет системы. Основной целью расчета является определение теплотехнических показателей системы, таких как: расходы, температуры и влагосодержания теплоносителей, количества теплоты, выделяющейся в процессе охлаждения дымовых газов и конденсации водяного пара из них, КПД и расход топлива, а также оценка эффективности утилизации. При этом количество теплоты, выделяющееся в конденсационной части КВП и в КТА, определяется следующим образом:

$$Q_k = Q_a + Q_b + Q_c, \quad (1)$$

где Q_a – количество теплоты, выделяющееся при конденсации водяного пара; Q_b – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсирующихся газов; Q_c – количество теплоты, выделяющееся при охлаждении неконденсировавшегося водяного пара. Составляющие уравнения (1) определяются по формулам

$$Q_a = B \cdot (V_{C.G}^{BX} \cdot \rho_{C.G}^{BX} \cdot d_{BX} - V_{C.G}^{YX} \cdot \rho_{C.G}^{YX} \cdot d_{YX}) \cdot r; \quad (2)$$

$$Q_b = B \cdot (V_{C.G}^{BX} \cdot \rho_{C.G}^{BX} \cdot t_p - V_{C.G}^{YX} \cdot \rho_{C.G}^{YX} \cdot \vartheta_{Г2}) \cdot c_{C.G}; \quad (3)$$

$$Q_c = B \cdot V_{H_2O}^{YX} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{B.P} \cdot (t_p - \vartheta_{Г2}). \quad (4)$$

В формулах (2)–(4) приняты обозначения: B – расход газообразного топлива, $V_{C.G}^{BX}$ и $V_{C.G}^{YX}$, $\rho_{C.G}^{BX}$ и $\rho_{C.G}^{YX}$ – объемы и плотности сухих дымовых газов на входе и выходе теплоутилизаторов; d_{BX} и d_{YX} – влагосодержания дымовых газов на входе и выходе теплоутилизаторов; r – удельная теплота фазового перехода; t_p – температура точки росы; $\vartheta_{Г2}$ – температура дымовых газов на выходе из теплоутилизаторов; $c_{C.G}$, $c_{B.P}$ – удельные теплоемкости сухих газов и водяного пара; ρ_{H_2O} – плотность водяного пара.

Потеря теплоты с уходящими газами в системе, отнесенная к высшей теплоте сгорания топлива, определяется с помощью уравнения

$$q_{2C}^B = \frac{[I_{CM} - (\alpha_{CM} - \beta'_C) \cdot I_{0.PPC} - \beta'_C \cdot I_{0.X.B} + \Delta Q_{конд}^C] \cdot (100 - q_4^B)}{Q_s^r}, \quad (5)$$

где I_{CM} , $I_{0.PPC}$, $I_{0.X.B}$ – соответственно энтальпии смеси уходящих газов с горячим воздухом, присоса воздуха, холодного воздуха; α_{CM} – коэффициент избытка воздуха в смеси; β'_C – отношение количества воздуха на входе в КВП к теоретически необходимому количеству; $\Delta Q_{конд}^C$ – количество теплоты, уносимое уходящими из системы газами в окружающую среду; Q_s^r – высшая теплота сгорания газообразного топлива; q_4^B – потеря теплоты с механическим недожогом.

Тепловой расчет конденсационной зоны КВП. В связи с относительно небольшой долей теплоты, выделяющейся в конденсационной зоне КВП, расчет теплообмена можно выполнять без деления на участки, как это осуществляется при

позонном методе расчета КТА [11]. Основу расчета теплообмена составляют уравнения

$$q = \beta_p \cdot r \cdot (p_{\text{II}} - p_{\text{ГР}}) + \bar{\alpha}_{\text{Г}} (\vartheta_{\text{Г}}^{\text{CP}} - t_{\text{ГР}}) = K' (t_{\text{ГР}} - t_{\text{Г.К}}^{\text{CP}}); \quad (6)$$

$$p_s = f(t_s), \quad (7)$$

где q – плотность теплового потока; β_p – коэффициент массоотдачи водяного пара в газовой фазе, отнесенный к градиенту парциальных давлений; $\vartheta_{\text{Г}}^{\text{BX}}, \vartheta_{\text{Г}}^{\text{YX}}, \vartheta_{\text{Г}}^{\text{CP}}$ – температуры газов на входе, выходе и в средней части конденсационной зоны КВП; p_{II} – парциальное давление водяного пара при температуре газов; $p_{\text{ГР}}, t_{\text{ГР}}$ – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на границе раздела фаз; $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; $t_{\text{Г.К}}^{\text{CP}}$ – средняя температура воздуха в конденсационной зоне; K' – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воздуху; p_s, t_s – соответственно парциальное давление и температура водяного пара на кривой насыщения.

Так как система уравнений (6) и (7) содержит две неизвестные величины: парциальное давление $p_{\text{ГР}}$ и температуру $t_{\text{ГР}}$ на границе раздела фаз, от которых зависят такие параметры как q, β_p и коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$, то задача решается методом последовательных приближений.

Тепловой расчет бесконденсационной («сухой») зоны КВП. Расчет этой части воздухоподогревателя осуществляется в соответствии с известными методами расчета дробепоточных и пластинчатых аппаратов [7, 12].

Тепловой расчет КТА. Тепловой расчет КТА выполняется в соответствии с методом позонного теплового расчета теплообменного аппарата, приведенным в [11], при котором поверхность теплообмена разделяется на отдельные небольшие участки (зоны), в пределах которых основные параметры тепло- и массообмена принимаются постоянными. Этот метод позволяет учитывать реальные представления об особенностях совместно протекающих процессов теплообмена и массообмена при конденсации водяного пара из продуктов сгорания топлива (парогазовой смеси с большим содержанием неконденсирующихся газов). При позонном расчете КТА используются уравнения (1)–(4), (6) и (7), составленные для каждого (i -го) участка. Уравнение (6) при этом имеет вид

$$q_i = \beta_{p_i} \cdot r_i \cdot (p_{\text{II}_i} - p_{\text{ГР}_i}) + \bar{\alpha}_{\text{Г}_i} (\vartheta_{\text{CM}_i} - t_{\text{ГР}_i}) = K_i \cdot (t_{\text{ГР}_i} - t_{\text{ВОД}_i}), \quad (8)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{Г}}$ – коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси к поверхности пленки конденсата; ϑ_{CM} – температура парогазовой смеси; K – коэффициент теплопередачи от пленки конденсата к воде; $t_{\text{ВОД}}$ – температура воды.

Совместное решение уравнений (7) и (8) методом последовательных приближений дает возможность получать достоверные данные об изменении вдоль поверхности теплообмена таких параметров как: состав, состояние, скорость движения парогазовой смеси, температуры на границе раздела фаз и стенки, температурный напор, коэффициенты теплообмена и массообмена.

Результаты исследования.

Эффективность теплоутилизационной системы. Выполненный с помощью программного комплекса тепловой расчет системы «котел–КВП–КТА», созданной на

базе котла Е-1,0-09 ГЗ, подтверждает высокую эффективность глубокой утилизации теплоты уходящих из котла газов: КПД системы при расчете по высшей теплоте сгорания топлива составляет 93,49 % (КПД котла равен 80,01 %). Повышение КПД системы по сравнению с КПД котла составляет 13,48 %, что при ее внедрении в промышленность позволяет обеспечить экономию 14,46 % природного газа. При условии сохранения расхода топлива на неизменном уровне доля полезно используемой теплоты в системе увеличивается с 736,2 кВт до 860,3 кВт. Эта теплота расходуется на получение дополнительной продукции: горячего воздуха с расходом 0,3719 кг/с и температурой 173,2 °С, подаваемого в топку котла и в газоотводящий тракт системы, и воды для горячего водоснабжения с расходом 0,4455 кг/с и температурой 49 °С. Получаемый в процессе утилизации теплоты уходящих газов конденсат с расходом 0,0294 кг/с (105,8 кг/ч) после его дегазации может быть использован в качестве подпитки котла или системы теплоснабжения, снижая, тем самым, затраты на водоподготовку.

Конструкция воздухоподогревателя вращающегося типа. Принципиальная конструктивная схема КВП приведена на рис. 2. Тепловой расчет свидетельствует о том, что конструкция конденсационного воздухоподогревателя с промежуточным циркулирующим шарообразным теплоносителем вращающегося типа обладает высокими теплотехническими показателями. Несмотря на относительно большую расчетную величину площади поверхности теплообмена, составляющую 41,8 м², габаритные размеры КВП невелики, что обусловлено большой удельной поверхностью теплообмена шарообразного теплоносителя.

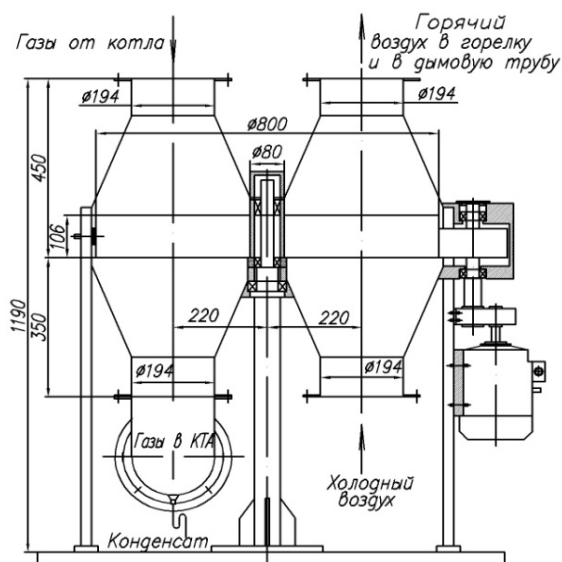


Рис. 2 – Конструктивная схема КВП вращающегося типа

Вращающийся воздухоподогреватель состоит из цилиндрического корпуса и ротора наружным диаметром 0,8 м и внутренним диаметром 0,08 м. В корпусе имеются патрубки для подвода и отвода продуктов сгорания топлива и воздуха.

Ротор представляет собой вращающуюся платформу, конструктивно разделенную на 12 радиально расположенных секторов, которые заполнены стеклянными шарами диаметром 0,004 м

Конструкция воздухоподогревателя пластинчатого типа. Принципиальная конструктивная схема КВП приведена на рис. 3. В результате расчета получены такие характеристики: площадь поверхности теплообмена в конденсационной зоне составляет 1,54 м², при этом воздух с массовым расходом 0,3696 кг/с нагревается от 10 °С до 21,1 °С; площадь поверхности теплообмена в «сухой» зоне составляет 61,74 м², воздух нагревается от 21,1 °С до 173,2 °С; суммарная площадь поверхности теплообмена составляет 63,3 м². Теплообменный аппарат состоит из цилиндрического корпуса диаметром 0,62 м и поверхности теплообмена, сформированной из попарно сваренных спиралеобразных гофрированных элементов, расположенных с определенным шагом по окружности. Гофры, имеющие форму елки с углом наклона к вертикали 60°, расположены с шагом 0,018 м по нормали к ним.

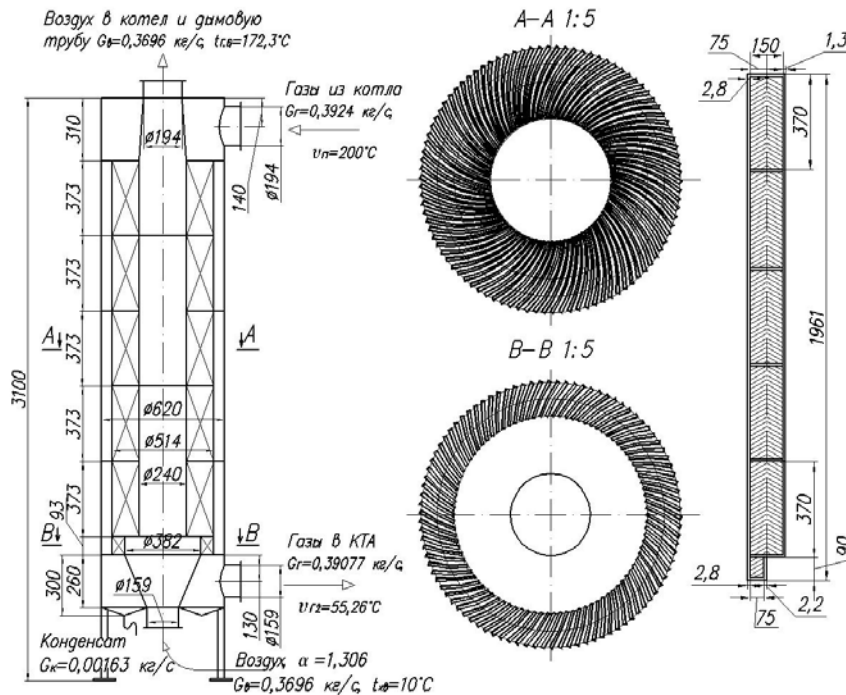


Рис. 3 – Конструктивная схема КВП пластинчатого типа

нержавеющей стали.

Конструкция КТА. Конденсационный теплообменный аппарат предназначен для нагрева воды системы горячего водоснабжения и представляет собой рекуператор поверхностного типа. В качестве поверхности теплообмена используется пучок мелкорребристых труб с шахматным их расположением по треугольнику. Площадь поверхности теплообмена КТА составляет 12,1 м². С целью повышения надежности КТА при эксплуатации его в конденсационном режиме корпус необходимо изготавливать из нержавеющей стали либо из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием. В нижней части теплообменного аппарата расположены емкость для сбора конденсата и устройство для его отвода с целью последующей нейтрализации. Подвод и отвод греющего и нагреваемого теплоносителей осуществляется с помощью

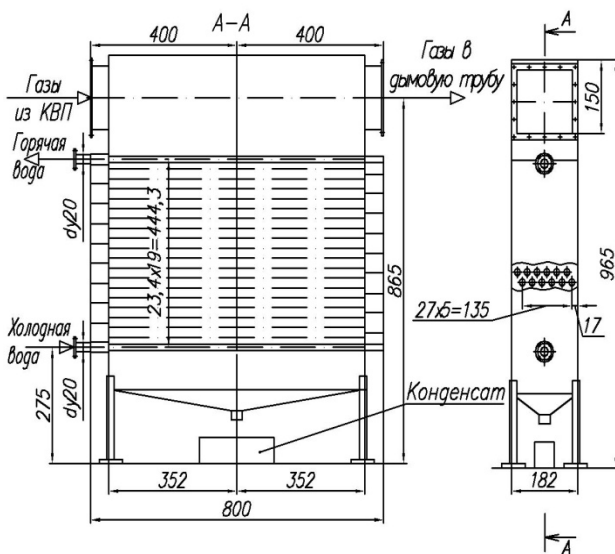


Рис. 4 – Конструктивная схема КТА

По внутренним каналам сверху вниз движутся продукты сгорания топлива, подвод и отвод которых осуществляется через соответствующие патрубки. Движение воздуха перекрестно-противоточное, шестиходовое. Подвод воздуха осуществляется через нижний патрубок, отвод – через верхний патрубок. Пластины и корпус КВП могут быть изготовлены из углеродистой стали с антикоррозионным покрытием, либо из

соответствующих патрубков. Конструктивная схема КТА приведена на рис. 4.

Выводы. На основе анализа проблем, возникающих при разработке технологических схем использования утилизируемой теплоты, установлено, что учет многих факторов, оказывающих существенное влияние на их эффективность, возможен лишь при создании системы «котел-теплоутилизаторы».

Разработка теплоутилизационной системы подтвердила высокую эффективность технологий глубокой утилизации теплоты уходящих из

котлов газів. Внедрення їх в промисловість дозволяє забезпечити економію природного газу на рівні (12–15)%. При збереженні витрати палива і паропроодуктивності котла на незмінному рівні забезпечується високотемпературний нагрів повітря, води і отримання конденсату.

Конструкції КВП і КТА мають високими теплотехнічними показателями і компактністю.

Список літератури: 1. *Долінський, А.А.* Основні положення концепції національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / А.А. Долінський, Б.І. Басок, Є.Т. Базеев, Г.П. Кучин // Пром. теплотехніка. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 68-77. 2. *Аронов, І.З.* Контактний нагрів води продуктами згорання природного газу [Текст] / І.З. Аронов. – Л.: Недра (Ленінградське відділення), 1990. – 280 с. 3. *Фиалко, Н.М.* Ефективність систем утилізації теплоти відходящих газів енергетических установок різного типу [Текст] / Н.М. Фиалко, Ю.В. Шеренковський, А.І. Степанова, Р.А. Навродська, П.К. Голубинський, М.А. Новаковський. // Промислова теплотехніка. – 2008. – № 3. – С. 68-76. 4. *Семенюк, Л.Г.* Отримання конденсату при глибокому охолодженні продуктів згорання [Текст] / Л.Г. Семенюк // Промислова енергетика. – 1987. – № 8. – С. 47-50. 5. *Бухаркин, Е.Н.* Забезпечення надійних умов експлуатації газоотводящего тракту в котельних з конденсаційними економайзерами [Текст] / Е.Н. Бухаркин // Теплоенергетика. – 1997. – № 9. – С. 29-34. 6. *Ефимов, А.В.* Математическа модель системи «котел–теплоутилізатор» [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тематичний випуск. Інформатика і моделювання. – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 21. – С. 76-87. 7. *Ефимов, А.В.* Метод теплового розрахунок конденсаційного воздухоподогревателя з циркулюючим проміжоточним сферическим теплоносіелем [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко // Енергетика та електрифікація. – 2010. – № 4. – С. 24-30. 8. *Астановский, Д.Л.* Використання теплообменных апаратів нової конструкції в теплоенергетиці [Текст] / Д.Л. Астановський, Л.З. Астановський // Теплоенергетика. – 2007. – № 7. – С. 46-51. 9. *Исаченко, В.П.* Теплообмен при конденсації [Текст] / В.П. Исаченко. – М.: Энергия, 1974. – 239 с. 10. *Гончаренко, А.Л.* Совершенствование методов расчета, моделей и конструкций поверхностных конденсаційных апаратів котельных установок малой и средней мощности [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14; захищена 01.03.12; утв. 17.05.12 / Гончаренко Александр Леонидович. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – 204 с. 11. *Ефимов, А.В.* Совершенствование метода теплового расчета конденсаційного теплоутилізаційного апарата поверхностного типа, устанавливаемого за котельной установкой [Текст] / А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко // Енергетика. – К.: НТУУ «КПІ», 2009. – № 1. – С. 64-73. 12. *Барановский, Н.В.* Пластинчатые и спиральные теплообменники [Текст] / Н.В. Барановський, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 286 с.

Поступила в редколлегию 29.01.13

УДК 621.036.7

Система глубокой утилізації теплоти газів, уходящих из котельных агрегатов [Текст] / **А.В. Ефимов, А.Л. Гончаренко, Л.В. Гончаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 73-80. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

З метою здійснення об'єктивної оцінки ефективності глибокої утилізації теплоти продуктів спалювання природного газу, що відходять з котлів, пропонується об'єднати котел і теплоутилізаційні пристрої в замкнуту технічну систему, виконати її розрахункове дослідження і оцінити його результати.

Ключові слова: система «котел-теплоутилізатори», глибока утилізація теплоти, відхідні димові гази, конденсація водяної пари, конструктивні схеми теплоутилізаторів, ефективність утилізаційної технології.

With the purpose of realization of objective estimation of efficiency of deep utilization of warmth of leaving from boilers product of combustion of gas fuel it is suggested to unite a boiler and heat utilization devices in technical close system, to execute her calculation research and estimate his results.

Keywords: system «boiler-heat utilizer», deep heat recovery, flue gases, water vapor condensation, methods of thermal calculation, design heat exchanger circuit, the efficiency of the utilization of technology.